

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

DIPLOMSKI RAD

Antonio Bolarić

Zagreb, 2015.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

DIPLOMSKI RAD

Mentor:

Prof. dr. sc. Vladimir Soldo, dipl. ing.

Student:

Antonio Bolarić

Zagreb, 2015.

Izjavljujem da sam ovaj rad izradio samostalno koristeći stečena znanja tijekom studija i navedenu literaturu.

Zahvaljujem Prof. dr. sc. Vladimiru Soldi na uloženom trudu prilikom izrade mog diplomskog rada.

Ovom prilikom bih zahvalio i svojoj obitelji na potpori i pomoći tijekom izrade diplomskog rada, kao i tijekom cijelog školovanja.

Također zahvaljujem svojim kolegama i prijateljima koji su mi bili velika podrška tijekom studiranja.

Antonio Bolarić



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE



Središnje povjerenstvo za završne i diplomske ispite
Povjerenstvo za diplomske ispite studija strojarstva za smjerove:
procesno-energetski, konstrukcijski, brodstrojarski i inženjersko modeliranje i računalne simulacije

Sveučilište u Zagrebu Fakultet strojarstva i brodogradnje	
Datum	Prilog
Klasa:	
Ur.broj:	

DIPLOMSKI ZADATAK

Student: ANTONIO BOLARIĆ

Mat. br.: 0035177847

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **Dizalica topline voda-voda za grijanje i hlađenje obiteljske kuće**

Naslov rada na engleskom jeziku: **Water-to-water heat pump for heating and cooling of residential building**

Opis zadatka:

Za potrebe obiteljske kuće na području otoka Krka potrebno je projektirati sustav grijanja i hlađenja dizalicom topline voda-voda. Kao izvor/ponor topline koristi se podzemna voda.

Stambeni prostor korisne površine 418 m² čini prizemlje i dva kata.

Za ogrjevno/rashladna tijela po prostorijama koristiti ventilokonvektore. Analizirati mogućnost stropnog grijanja i hlađenja.

Građevinske podloge zgrade preuzeti kod mentora.

Rad treba sadržavati:

1. Toplinsko i rashladno opterećenje prostora.
2. Proračun godišnje potrebne toplinske energije za grijanje zgrade.
3. Termodinamički proračun komponenti dizalice topline.
4. Tehničku, ekonomsku i ekološku analizu dizalice topline voda-voda u odnosu na konvencionalne sustave grijanja.
5. Shemu spajanja i automatske regulacije sustava grijanja i hlađenja.
6. Dispozicijski crtež strojarnice.

U radu je potrebno navesti korištenu literaturu i eventualno dobivenu pomoć.

Zadatak zadan:

24. rujna 2015.

Rok predaje rada:

26. studenog 2015.

Predviđeni datumi obrane:

2., 3. i 4. prosinca 2015.

Zadatak zadao:

Dr.sc. Vladimir Soldo, izv.prof.

Predsjednica Povjerenstva:

Prof. dr. sc. Tanja Jurčević Lulić

SADRŽAJ

POPIS SLIKA	IV
POPIS TABLICA.....	VI
POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE	VII
POPIS OZNAKA	VIII
SAŽETAK.....	XIV
SUMMARY	XV
1. UVOD	1
1.1. Povijesni razvitak dizalica topline.....	2
1.2. Sadašnje stanje uporabe dizalica topline	2
1.3. Prednosti i trendovi uporabe dizalica topline	3
2. DIZALICE TOPLINE.....	4
2.1. Načini rada dizalice topline.....	6
2.1.1. Monovalentni način rada dizalice topline	7
2.1.2. Bivalentno-paralelni način rada dizalice topline	7
2.1.3. Bivalentno-alternativni način rada dizalice topline.....	8
2.2. Izvori topline za dizalice topline	8
2.2.1. Izvor topline – zrak	9
2.2.2. Izvor topline – direktno Sunčevo zračenje – solarna dizalica topline.....	10
2.2.3. Izvor topline – površinske vode	11
2.2.4. Izvor topline – podzemne vode	12
2.2.5. Izvor topline – tlo	15
2.3. Izvedbe izmjenjivača dizalice topline	16
2.3.1. Horizontalna izvedba izmjenjivača	16
2.3.2. Vertikalna izvedba izmjenjivača	17
2.4. Ogrjevna tijela sustava dizalice topline – ventilokonvektori	19

2.5. Stropno/podno grijanje i hlađenje	21
3. PRORAČUN TOPLINSKOG OPTEREĆENJA STAMBENE ZGRADE.....	23
3.1. Opis stambene zgrade.....	24
3.2. Proračun gubitaka topline – zima.....	26
3.2.1. Transmisijski toplinski gubici	27
3.2.2. Ventilacijski toplinski gubici	33
3.3. Proračun dobitaka topline – ljeto	35
3.3.1. Unutrašnji toplinski dobici	35
3.3.2. Vanjski toplinski dobici	36
3.3.3. Ventilacija	38
4. GODIŠNJA POTREBNA TOPLINSKA ENERGIJA ZA GRIJANJE ZGRADE	40
4.1. Ulazni podaci proračuna.....	40
4.2. Proračunske zone.....	43
4.3. Proračun godišnje potrebne toplinske energije za grijanje $Q_{H,nd}$	43
4.3.1. Izmijenjena toplinska energija transmisijom.....	44
4.3.2. Potrebna toplinska energija za ventilaciju.....	49
4.3.3. Ukupni toplinski dobici za proračunski period	51
4.3.4. Faktor iskorištenja toplinskih dobitaka za grijanje	54
4.4. Rezultati proračuna godišnje potrebne toplinske energije za grijanje.....	55
5. TERMODINAMIČKI PRORAČUN KOMPONENTI DIZALICE TOPLINE.....	58
5.1. Termodinamički proračun pločastog kondenzatora	60
5.1.1. Veličine radnih medija kondenzatora.....	60
5.1.2. Prijelaz topline na strani vode	63
5.1.3. Prijelaz topline na strani radne tvari R290	64
5.1.4. Provjera pretpostavke za toplinski tok i potrebne površine za izmjenu topline.....	66
5.2. Termodinamički proračun pločastog isparivača	67
5.2.1. Veličine radnih medija isparivača	67
5.2.2. Prijelaz topline na strani vode	69

5.2.3. Prijelaz topline na strani radne tvari R290	71
5.2.4. Provjera pretpostavke za toplinski tok i potrebne površine za izmjenu topline	73
5.3. Odabir kompresora	74
5.4. Proračun pločastog međuizmjenjivača	75
5.4.1. Veličine radnih medija međuizmjenjivača	76
5.4.2. Prijelaz topline na strani vode u krugu isparivača	78
5.4.3. Prijelaz topline na strani podzemne vode	79
5.4.4. Provjera pretpostavke za izmjenu topline	80
6. PRORAČUN CJEVOVODA	81
6.1. Usisni vod	81
6.2. Tlačni vod	81
6.3. Kapljevinski vod u krugu radne tvari	82
6.4. Kapljevinski vod u krugu međuizmjenjivača	82
6.5. Kapljevinski vod u krugu međuspremnika	83
7. ANALIZA DIZALICE TOPLINE VODA-VODA	84
7.1. Tehničko-ekonomska analiza dizalice topline	84
7.1.1. Troškovi sustava grijanja	84
7.1.2. Troškovi sustava hlađenja	87
7.1.3. Rezultati tehničko-ekonomske analize	88
7.2. Ekološka analiza dizalice topline	91
8. ZAKLJUČAK	94
LITERATURA	95
PRILOZI	96

POPIS SLIKA

Slika 2.1. Tijek energije u ljevokretnom kružnom procesu	4
Slika 2.2. Ovisnost toplinskog množitelja o temperaturama isparavanja i kondenzacije	5
Slika 2.3. Monovalentni rad dizalice topline.....	7
Slika 2.4. Bivalentno-paralelni rad dizalice topline	7
Slika 2.5. Bivalentno-alternativni rad dizalice topline	8
Slika 2.6. Kvalitativan prikaz djelotvornosti i raspoloživosti izvora topline	9
Slika 2.7. Dizalica topline zrak-voda	9
Slika 2.8. Shematski prikaz solarne dizalice topline	11
Slika 2.9. Dizalica topline voda-voda	12
Slika 2.10. Dizalica topline voda-voda	13
Slika 2.11. Usporedba različitih izvedbi izvora topline iz podzemne vode	14
Slika 2.12. Dizalica topline tlo-voda (horizontalna izvedba izmjenjivača u tlu)	16
Slika 2.13. Dizalica topline tlo-voda (vertikalna izvedba izmjenjivača u tlu)	18
Slika 2.14. Usporedba dimenzija poprečnog presjeka kanala i cijevi za isti toplinski učinak	19
Slika 2.15. Ventilokonvektor u presjeku – zidna izvedba.....	20
Slika 2.16. Ventilokonvektor u presjeku – shema stropne izvedbe	20
Slika 2.17. Krug grijanja i hlađenja.....	21
Slika 3.1. Bokocrt stambene zgrade	24
Slika 3.2. Geodetski nacrt stambene zgrade.....	25
Slika 3.3. Dijagram za određivanje potrebne površine kotlovnice i toplinske stanice.....	34
Slika 3.4. Toplinski dobici od ljudi	35
Slika 4.1. Različite izvedbe poda	47
Slika 4.2. Kut zaklonjenosti zgrade.....	54
Slika 4.3. Prozorsko zasjenjenje: a) vertikalna ravnina, b) horizontalna ravnina	54
Slika 4.4. Raspodjela potrebne toplinske energije za grijanje po mjesecima	57
Slika 4.5. Energetski razred B	57
Slika 5.1. Shema spajanja i automatske regulacije sustava grijanja i hlađenja	58
Slika 5.2. Termodinamički proces dizalice topline u T-s dijagramu	59
Slika 5.3. Oblici pločastih izmjenjivača topline.....	60
Slika 5.4. Tipovi pločastih kondenzatora	62
Slika 5.5. Dijagram izmjene topline u pločastom kondenzatoru.....	64
Slika 5.6. Izmjena topline u pločastom isparivaču	67

Slika 5.7. Dijagram izmjene topline u pločastom isparivaču	71
Slika 5.8. Bitzer kompresor 2CES – 4Y	75
Slika 5.9. Dijagram međuizmjenjivača u režimu grijanja	75
Slika 7.1. Cijena bunara i razvoda vode do dizalice topline u ovisnosti o učinku	85
Slika 7.2. Cijena dizalice topline u ovisnosti o učinku grijanja	86
Slika 7.3. Cijena plinskih i uljnih kotlova u ovisnosti o učinku grijanja	87
Slika 7.4. Split klima uređaj	88
Slika 7.5. Cijena toplinske energije iz različitih izvora energije	88
Slika 7.6. Godišnji troškovi različitih sustava grijanja stambene zgrade	90
Slika 7.7. Emisije CO ₂ različitih sustava grijanja stambene zgrade	92
Slika 7.8. Cilj smanjenja globalne temperature zraka „manje od 2 °C“	93
Slika 7.9. Smanjenje emisija stakleničkih plinova i istodobno ostvarenje gospodarskog rasta	93

POPIS TABLICA

Tablica 2.1. Usporedba geotermalnih bunara.....	14
Tablica 2.2. Specifični učinak horizontalnog izmjenjivača u tlu ovisno o sastavu tla.....	17
Tablica 2.3. Parametri dizalice topline s vertikalnim bušotinama	17
Tablica 3.1. Sastav poda stambene zgrade prema tlu.....	28
Tablica 3.2. Sastav vanjskog zida prema tlu	29
Tablica 3.3. Sastav vanjskog zida prema zraku	29
Tablica 3.4. Transmisijski toplinski gubici prizemlja	30
Tablica 3.5. Sastav ravnog krova	31
Tablica 3.6. Transmisijski toplinski gubici 1. kata	31
Tablica 3.7. Sastav kosog krova.....	32
Tablica 3.8. Transmisijski toplinski gubici 2. kata	33
Tablica 3.9. Transmisijski toplinski gubici stambene zgrade	33
Tablica 3.10. Transmisijski toplinski dobici	37
Tablica 3.11. Površina ostakljenja prema orijentaciji	38
Tablica 3.12. Toplinski dobici kroz staklene površine zračenjem	38
Tablica 3.13. Stanje zraka	39
Tablica 4.1. Srednja dozračena sunčeva energija za proračunski period u mjesecima	41
Tablica 4.2. Koeficijent transmisijske izmjene topline od grijanog prostora prema vanjskom okolišu	45
Tablica 4.3. Vanjska temperatura zraka po mjesecima.....	46
Tablica 4.4. Periodička dubina prodiranja ovisno o vrsti tla.....	48
Tablica 4.5. Broj dana i sati u mjesecu	51
Tablica 4.6. Energija za grijanje prema mjesecima	56
Tablica 5.1. Veličine stanja radne tvari u karakteristični točkama procesa	59
Tablica 5.2. Proračun koeficijenta prijelaza topline na strani radne tvari R290	65
Tablica 5.3. Proračun koeficijenta prijelaza topline na strani radne tvari R290	72
Tablica 5.4. Tehnički podaci kompresora	74
Tablica 7.1. Investicijski troškovi termotehničkih sustava	88
Tablica 7.2. Energetska i ekonomska analiza	89
Tablica 7.3. Specifični faktori emisije CO ₂ po jedinici goriva i jedinici korisne topline	91
Tablica 7.4. Specifični faktori emisije CO ₂ za električnu energiju	91
Tablica 7.5. Specifični faktori emisije CO ₂ za toplinu.....	91
Tablica 7.6. Ekološka analiza.....	92

POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE

2015-01	Shema spajanja i automatske regulacije sustava grijanja i hlađenja
2015-02	Dispozicija dizalice topline

POPIS OZNAKA

Oznaka	Jedinica	Opis
ε_{gr}	-	Toplinski množitelj
Φ_{kond}	W	Učinak kondenzatora
P_{el}	W	Električna snaga kompresora
Φ_{isp}	W	Učinak isparivača
Φ_{UK}	W	Ukupni toplinski gubici
Φ_T	W	Transmisijski toplinski gubici
Φ_V	W	Ventilacijski toplinski gubici
H_{Tr}	W/K	Koeficijent transmisijskih toplinskih gubitaka
θ_{int}	°C	Unutarnja projektna temperatura (u prostoriji)
θ_e	°C	Vanjska projektna (okolna) temperatura
A	m ²	Površina plohe
U	W/m ² K	U-vrijednost, koeficijent prolaza topline
ΔU_{WB}	W/m ² K	Dodatak za toplinske mostove
f_k	-	Temperaturni korekcijski faktor
d	m	Debljina pojedinog sloja zida
λ	W/(m·K)	Koeficijent toplinske vodljivosti
V_z	m ³ /h	Potrebni volumni protok zraka
ρ_z	kg/m ³	Gustoća zraka
c_z	J/kgK	Specifični toplinski kapacitet zraka
$\theta_{int-ulaz}$	°C	Temperatura ubacivanja zraka u prostor
V_p	m ³	Volumen prostora
n_z	h ⁻¹	Potreban broj izmjena zraka
Φ_I	W	Unutrašnji toplinski dobici
Φ_P	W	Toplinski dobici od ljudi
Φ_M	W	Toplinski dobici od različitih električnih uređaja
Φ_E	W	Toplinski dobici od rasvjete
Φ_R	W	Toplinski dobici od susjednih prostorija
N	-	Broj osoba
Φ_{ukupna}	W	Ukupni osjetni toplinski dobici (osjetni+latentni) koje odaje jedna osoba

Φ_A	W	Vanjski toplinski dobici
Φ_W	W	Transmisijski toplinski dobici kroz zidove
Φ_F	W	Toplinski dobici kroz staklene površine-prozore
Φ_T	W	Transmisijski toplinski dobici kroz staklene površine-prozore
Φ_S	W	Toplinski dobici kroz staklene površine-prozore zračenjem
Φ_{W+T}	W	Transmisijski toplinski dobici kroz zidove, staklene površine-prozore i krov
I_{max}	W/m ²	Maksimalna vrijednost ukupnog sunčevog zračenja
$I_{dif\ max}$	W/m ²	Maksimalna vrijednost difuznog sunčevog zračenja
A_s	m ²	Osunčana površina stakla
A_{sjena}	m ²	Zasjenjena površina stakla
b	-	Koeficijent propusnosti sunčevog zračenja
F_W	-	Faktor smanjenja zbog ne okomitog upada sunčevog zračenja
g_{\perp}	-	Stupanj propuštanja ukupnog zračenja okomito na ostakljenje kada pomično zasjenjenje nije uključeno
F_C	-	Faktor smanjenja zbog sjene od pomičnog zasjenjenja
h	kJ/kg	Entalpija vlažnog zraka
h_L	kJ/kg	Entalpija zraka
h_D	kJ/kg	Entalpija vodene pare
x	-	Sadržaj vlage
Φ_h	W	Rashladni učinak hladnjaka
h_e	kJ/kg	Entalpija vanjskog zraka
$h_{int-ulaz}$	kJ/kg	Entalpija zraka ubačenog u prostoriju
$Q_{H,nd,cont}$	kWh	Potrebna toplinska energija za grijanje pri kontinuiranom radu
$Q_{H,ht}$	kWh	Ukupno izmijenjena toplinska energija u periodu grijanja
$Q_{H,gn}$	kWh	Ukupni toplinski dobici zgrade u periodu grijanja
$\eta_{H,gn}$	-	Faktor iskorištenja toplinskih dobitaka
A_{zid}	m ²	Površina zidova prema vanjskom zraku
A_{pr}	m ²	Površina ostakljenja
A_g	m ²	Površina poda prema tlu
A_K	m ²	Korisna površina zgrade
V_e	m ³	Bruto obujam, obujam grijanog dijela zgrade

V	m^3	Neto obujam, obujam grijanog dijela zgrade u kojem se nalazi zrak
f	-	Udio ploštine prozora u ukupnoj ploštini pročelja
Q_{Tr}	kWh	Izmijenjena toplinska energija transmisijom za proračunsku zonu
Q_{Ve}	kWh	Potrebna toplinska energija za ventilaciju/klimatizaciju za proračunsku zonu
$\eta_{H,gn}$	-	Faktor iskorištenja toplinskih dobitaka
Q_{int}	kWh	Unutarnji toplinski dobici zgrade
Q_{sol}	kWh	Toplinski dobici od Sunčeva zračenja
H_{Tr}	W/K	Koeficijent transmisijske izmjene topline proračunske zone
H_{Ve}	W/K	Koeficijent ventilacijske izmjene topline proračunske zone
$\vartheta_{int,H}$	°C	Unutarnja postavna temperatura grijane zone
$\vartheta_{e,m}$	°C	Srednja vanjska temperatura za proračunski period
t	h	Trajanje proračunskog razdoblja
$\Phi_{m,g}$	W	Toplinski tok izmjene topline s tlom za proračunski mjesec
H_D	W/K	Koeficijent transmisijske izmjene topline prema vanjskom okolišu
H_U	W/K	Koeficijent transmisijske izmjene topline kroz nehladeni prostor prema vanjskom okolišu
H_A	W/K	Koeficijent transmisijske izmjene topline prema susjednoj zgradi
$H_{g,m}$	W/K	Koeficijent transmisijske izmjene topline prema tlu za proračunski mjesec
Φ_m	W	Toplinski tok izmjene topline s tlom za proračunski mjesec
$\vartheta_{int,m}$	°C	Unutarnja postavna temperatura za proračunski mjesec
$\vartheta_{e,m}$	°C	Srednja vanjska temperatura za proračunski mjesec
H_g	W/K	Stacionarni koeficijent transmisijske izmjene topline prema tlu
H_{pi}	W/K	Unutarnji periodički koeficijent transmisijske izmjene topline
H_{pe}	W/K	Vanjski periodički koeficijent transmisijske izmjene topline
$\bar{\vartheta}_{int}$	°C	Srednja godišnja unutarnja temperatura
$\bar{\vartheta}_e$	°C	Srednja godišnja vanjska temperatura

$\vartheta_{int,m}$	°C	Unutarnja temperatura za proračunski mjesec m
m	-	Broj mjeseca
B'	m	Karakteristična dimenzija poda
P	m	Ukupna dužina vanjskih zidova koji odvajaju grijani prostor od vanjskog okoliša
d_t	m	Ekvivalentna debljina poda
w	m	Ukupna debljina zida
R_{si}	m ² K/W	Toplinski otpor podne konstrukcije
R_{se}	m ² K/W	Plošni vanjski toplinski otpor
δ	m	Periodička dubina prodiranja
$Q_{Ve,inf}$	kWh	Potrebna toplinska energija uslijed infiltracije vanjskog zraka
$Q_{Ve,win}$	kWh	Potrebna toplinska energija uslijed prozračivanja otvaranjem prozora
$Q_{H,Ve,mech}$	kWh	Potrebna toplinska energija u GViK sustavu kod zagrijavanja zraka
n_{inf}	h ⁻¹	Broj izmjena zraka uslijed infiltracije
n_{50}	h-1	Broj izmjena zraka pri narinutoj razlici tlaka od 50 Pa
e_{wind}, f_{wind}	-	Faktori zaštićenosti zgrade od vjetra
n_{win}	h-1	Broj izmjena zraka uslijed otvaranja prozora
q_{spec}	W/m ²	Specifični unutarnji dobitak po m ² korisne površine
$Q_{sol,k}$	kWh	Srednja dozračena energija sunčevog zračenja kroz k -ti građevni dio u grijani prostor
$Q_{sol,u}$	kWh	Srednja dozračena energija sunčevog zračenja kroz l -ti građevni dio u susjedni negrijani prostor
b_{tr}	-	Faktor smanjenja za susjedni negrijani prostor s unutarnjim toplinskim izvorom l prema ISO 13789
$F_{sh,ob}$	-	Faktor zasjenjena od vanjskih prepreka direktnom upadu sunčevog zračenja
$S_{S,k}$	MJ/m ²	Srednja dozračena energija sunčevog zračenja na površinu građevnog dijela k za promatrani period
$A_{sol,k}$	m ²	Efektivna površina građevnog elementa (otvora, zida) k na koju upada sunčevo zračenje
$F_{r,k}$	-	Faktor oblika između otvora k i neba
$\Phi_{r,k}$	W	Toplinski tok zračenjem od površine otvora k prema nebu

g_{gl}	-	Ukupna propusnost Sunčeva zračenja okomito na ostakljenje kada pomično zasjenjenje nije uključeno
$F_{sh,gl}$	-	Faktor smanjenja zbog sjene pomičnog zasjenjenja
F_F	-	Udio ploštine prozorskog okvira u ukupnoj površini prozora
a_H	-	Bezdimenzijski parametar ovisan o vremenskoj konstanti zgrade τ
y_H	-	Omjer toplinskih dobitaka i ukupne izmijenjene topline transmisijom i ventilacijom u režimu grijanja
η_C	-	Izentropski stupanj djelovanja kompresora
q_{mRT}	kg/s	Maseni protok radne tvari
ϑ_{wu}	°C	Temperatura vode na ulazu
ϑ_{wi}	°C	Temperatura vode na izlazu iz kondenzatora
c_{pw}	kJ/kgK	Specifični toplinski kapacitet vode pri srednjoj temperaturi
ρ_w	kg/m ³	Gustoća vode pri srednjoj temperaturi
q_{mw}	kg/s	Maseni protok vode
ϑ_k	°C	Temperatura kondenzacije radne tvari
η_w	Pas	Dinamički viskozitet vode
λ_w	W/(m·K)	Koeficijent toplinske vodljivosti vode
Pr	-	Prandtlova značajka vode
c_f	kJ/kgK	Specifični toplinski kapacitet radne tvari
η_f	Pas	Dinamički viskozitet radne tvari
λ_f	W/(m·K)	Koeficijent toplinske vodljivosti radne tvari
ρ_f	kg/m ³	Gustoća radne tvari
L	m	Visina izmjenjivača
H	m	Širina izmjenjivača
β	°	Kut orebrenja izmjenjivača
Φ	-	Faktor površine isparivača
d_e	m	Ekvivalentni promjer kanala
N	-	Broj ploča izmjenjivača
A_C	m ²	Površina jednog kanala
N_S	-	Broj kanala za strujanje vode
w_S	m/s	Brzina strujanja vode kroz kanal
Re_S	-	Reynoldsov broj
α_w	W/m ² K	Koeficijent prijelaza topline na strani vode

$\Delta\vartheta_m$	°C	Srednja logaritamska razlika temperatura
N_f	-	Broj kanala za strujanje radne tvari
G	kg/sm ²	Maseni protok po m ² poprečnog presjeka
Bo_A	-	Boilingov broj
η_x	Pas	Viskoznost u ovisnosti o sadržaju pare
λ_x	W/(m·K)	Toplinska vodljivost u ovisnosti o sadržaju pare
Re_f	-	Reynoldsov broj
Nu_f	-	Nusseltov broj
α_f	W/m ² K	Koeficijent prijelaza topline na strani radne tvari
α_{fA}	W/m ² K	Prosječni koeficijent prijelaza topline na strani radne tvari
λ_C	W/(m·K)	Koeficijent toplinske vodljivosti ploče Fe-Ni
k_A	W/m ² K	Koeficijent prolaza topline
q_A	W/m ²	Toplinski tok
A_{UK1}	m ²	Površina izmjene topline za odabrani izmjenjivač
A_{UK2}	m ²	Potrebna površina za izmjenu topline
ΔA	%	Postotak predimenzioniranosti izmjenjivača
w_{RT}	m/s	Brzina strujanja radne tvari
q_{vRT}	m ³ /s	Volumni protok radne tvari
d_u	m	Promjer cijevi
q_{vw}	m ³ /s	Volumni protok vode
w_w	m/s	Brzina strujanja vode

SAŽETAK

Diplomski rad predstavlja proračun dizalice topline voda-voda za grijanje i hlađenje stambene zgrade na otoku Krku. Stambeni prostor je korisne površine 328 m² kojeg čine prizemlje i dva kata. Dizalica topline radi u monovalentnom načinu rada s podzemnom vodom kao izvorom energije. Ogrjevno/rashladna tijela po prostorijama korištena u ovom KGH sustavu su ventilokonvektori.

Toplinsko opterećenje stambene zgrade određuje se prema postupku iz norme HRN EN 12831. Pri proračunu projektnih toplinskih gubitaka zgrade promatraju se transmisijski i ventilacijski toplinski gubici. Ukupni toplinski gubici zgrade zimi iznose 12,5 kW. Toplinsko opterećenje zgrade ljeti računa se prema normi VDI 2078, a podijeljeni su na unutrašnje i vanjske toplinske dobitke. Ukupni toplinski dobitci ljeti iznose 10,8 kW.

Potrebna toplinska energija za grijanje određuju se prema normi HRN EN ISO 13790. Proračun prema normi HRN EN ISO 13790 provodi se tako da se cijela zgrada tretira kao jedna zona. Ukupna godišnja toplinska energija za grijanje zgrade iznosi 12884 kWh što iznosi 39,28 kWh/m² godišnje te se time zgrada svrstava u B energetske razred.

Temperaturni režim grijanja je 47/42 °C pa je prema tome odabrana temperatura kondenzacije od 50 °C. Za izvor topline u obliku podzemne vode koja je na konstantnoj temperaturi od 13 °C odabrana je temperatura isparavanja od 4 °C. Kao radna tvar za krug dizalice topline odabrana je prirodna radna tvar R290 (propan), ponajviše zbog malog utjecaja na okoliš. Učinak isparivača je izračunat i iznosi 9,8 kW. Površina izmjene topline pločastog isparivača iznosi 1,26 m², a pločastog kondenzatora 1,11 m².

Provedena je energetsko-ekonomska analiza dizalice topline voda-voda koja ukazuje na izrazito visoke investicijske troškove sustava dizalice topline. Naime, uz duplo manje troškove pogona u odnosu na konvencionalne sustave cijena investicije je tolika da će dizalica topline voda-voda tek nakon 20 godina rada biti isplativa. Ipak, ekološka analiza je pokazala nešto bolju sliku o dizalicama topline koje u odnosu na konvencionalne sustave grijanja imaju nekoliko puta manju emisiju CO₂.

Ključne riječi: dizalica topline voda-voda, Krk, propan, pločasti izmjenjivač topline

SUMMARY

Master thesis represents the calculation of the heat pump water-water for heating and cooling of residential building on the island of Krk. Usable area of this building is 328 m² which consists of three floors. Heat pump works in mono mode with ground water as a source of energy. Heating/cooling units on the premises used in this HVAC system are fan coils.

The heat load of the residential building is determined according to the procedure of the standard EN 12831. When calculating projected heat losses of the building, transmission and ventilation heat losses are observed. The total heat loss of the building in winter is 12,5 kW. The heat load of the building in summer is calculated according to VDI 2078. The heat load is divided into internal and external heat sources. The total heat gain in summer is 10,8 kW.

Energy use for heating is determined according to EN ISO 13790. Calculation according to ISO 13790 is carried out so that the whole building is treated as one zone. Total annual energy use for heating the building is 12884 kWh, which is 39,28 kWh/m² per year, thereby building is classified as B energy class.

The temperature mode of heating is 47/42 °C and accordingly to that condensation temperature is 50 °C. For the heat source in the form of ground water which is at a constant temperature of 13 °C selected vaporization temperature is 4 °C. Natural refrigerant R290 (propane) is chosen for the heat pump, mainly due to the low environmental impact. Evaporator power is calculated to 9,8 kW. Heat transfer surface of the plate evaporator is 1,26 m² and 1,11 m² of the plate condenser.

Conducted energy-economic analysis of the heat pump water-water points out an extremely high investment costs of the system. In fact, with half the operating costs compared to conventional heating systems, investment is such that after 20 years of operation heat pump water-water will be profitable. However, environmental analysis showed a slightly better picture of the heat pumps, which in comparison to conventional heating systems have several times less CO₂ emissions.

Key words: heat pump water-water, Krk, propane, plate heat exchanger

1. UVOD

Racionalno korištenje i upravljanje energijom temeljna je pretpostavka održivog razvoja. Gospodarenje energijom danas je usmjereno na uporabu i promociju čistih tehnologija, energijske učinkovitosti i korištenja obnovljivim izvorima, a sve u želji da se zaštiti okoliš. Dizalice topline su uređaji koji koristeći se obnovljivim toplinskim izvorima iz okoliša i izvorima otpadne topline na najučinkovitiji način zadovoljavaju potrebe grijanja i hlađenja različitih namjena, ali i različite toplinske potrebe u industriji. Radni ciklusi modernih dizalica topline uglavnom su parni kompresijski, rjeđe apsorpcijski. Kompresori u dizalicama topline mogu biti klipni s jednim ili više cilindara, spiralni, vijčani ili centrifugalni, a kompresija jednostupanjska ili višestupanjska. Pogon kompresora najčešće je elektromotorni. Današnje dizalice topline kreću se u rasponu od 1,75 kW do 44 MW.

Dizalice topline su visokoučinkoviti sustavi putem kojih se neiskorištena ili neposredno neiskoristiva energija pretvara u iskoristivu toplinsku energiju. Primjenjuju se u svim veličinama, od onih najmanjih za grijanje pojedinačnih životnih prostora, pa sve do sustava koji služe za grijanje čitavih naselja.

Korištenje dizalica topline s tлом kao obnovljivim spremnikom topline bilježi u svijetu jedan od najbržih porasta u području primjene obnovljivih izvora energije mjereno brojem instaliranih jedinica. Procjenjuje se da je u svijetu instalirano više od 70 GWt geotermalnih dizalica topline s tлом ili vodom kao izvorom topline. Ovakvi su sustavi široko prihvaćeni u tehnološki razvijenom svijetu, primjerice u Švedskoj, SAD-u, Švicarskoj, Austriji, Njemačkoj i Turskoj. [1]

Upravo je jedan od takvih sustava zadatak ovog diplomskog rada. Naime, sustav dizalice topline namijenjen je za potrebe grijanja i hlađenja stambene zgrade na otoku Krku. Stambeni prostor je ukupne površine 418 m² kojeg čine prizemlje i dva kata. Kada se izuzmu balkoni, vanjski natkriveni prostori, garaža i ostali nekondicionirani prostor, ukupna grijana površina odnosno korisna površina iznosi 328 m². U stambenoj zgradi postoji ukupno 36 prostorija. To su redom: 8 kupaona/wc-a, 5 spavaćih soba, 6 hodnika, 3 dnevna boravka i blagovaone, 3 stubišta, 3 platforme, multimedijalna soba, kotlovnica, ostava, atelijer, teretana, galerija, sauna, kuhinja. Ogrjevno/rashladna tijela po prostorijama korištena u ovom KGH sustavu su ventilokonvektori.

1.1. Povijesni razvitak dizalica topline [2]

Povijest suvremenih rashladnih uređaja i dizalica topline započinje 1834. godine, kad je Jacob Perkins, koristeći se teorijskim načelima Carnotova ciklusa (Sadi Carnot, 1824.), patentirao prvi parni kompresorski rashladni uređaj. Prvi opis termodinamičkog ciklusa za "pumpanje" topline s niže na višu temperaturnu razinu objavio je William Thompson (Lord Kelvin) 1852., a Peter von Rittinger je 1856./57. u Ebensee u Austriji izradio prvu praktično uporabljivu dizalicu topline kapaciteta od 14 kW, korištenu u industrijske svrhe.

Prva velika dizalica topline puštena je u rad 1930./31. godine u Los Angelesu. Bila je vlasništvo kompanije za elektrodistribuciju i činio ju je rashladni sustav učinka 1,6 MW za hlađenje komora. Četvrtina njezina toplinskog učinka služila je za grijanje poslovnoga prostora.

Prva je dizalica topline na ovim prostorima ona u Herceg Novom, instalirana 1963. za zagrijavanje staklenika; projektirao ju je profesor Sava Vujić. Rashladna je tvar bila metilklorid, a toplinski izvor zemlja. Iako je dobro radila, ubrzo je zamijenjena grijačima na u to vrijeme jeftinoj nafti.

Sedamdesete godine mogu se držati vremenom kad se i u našoj zemlji sve više razmišlja o uporabi dizalica topline za grijanje zgrada. Radi se više prototipova i ugrađuju se modeli stranih proizvođača. Godine 1979. u splitskoj je luci ugrađena prva domaća dizalica topline koju je proizveo splitski "Termofriz" za grijanje pomorsko-putničkog terminala. Koristila se morskom vodom kao toplinskim izvorom; imala je toplinski učinak od 700 kW, s temperaturom vode za grijanje od 45/40 °C i rashladnim učinkom od 650 kW (12/7 °C).

1.2. Sadašnje stanje uporabe dizalica topline [2]

Područja današnje uporabe dizalica topline mogu se podijeliti u dvije glavne skupine:

1. *Uporaba u stambenim i poslovnim zgradama*, pri čemu dizalice topline služe:

- samo za grijanje prostora i/ili potrošne tople vode,
- za grijanje i hlađenje prostora, što je najčešća uporaba dizalica topline koje su zrak – zrak reverzibilnog tipa, i koje rade ili u modu grijanja ili u modu hlađenja; velike jedinice u poslovnim zgradama mogu istodobno osigurati i grijanje i hlađenje,
- za grijanje i hlađenje prostora i pripremu potrošne tople vode, uz povremenu rekuperaciju topline iz odvodnoga zraka, što se ostvaruje u integriranim sustavima dizalica topline,

- samo za pripremu potrošne tople vode, koristeći se okolišnim ili odvodnim zrakom za izvor topline; mogu biti dimenzionirane tako da same pokrivaju godišnje toplinske potrebe za grijanje vode, ili da rade u kombinaciji s pomoćnim sustavom grijanja kad pokrivaju 50 – 95% godišnjih toplinskih potreba.

2. Uporaba za industrijske svrhe, kao što su:

- grijanje industrijskih pogona i staklenika, uz uobičajene toplinske izvore, ili otpadnu toplinu iz industrijskih izvora,
- zagrijavanje industrijske vode do temperaturnog područja od 40 do 90 °C, uz mogućnost i hlađenje vode integriranim sustavima za grijanje i hlađenje,
- proizvodnja vodene pare do temperature od 150 °C suvremenim visokotemperaturnim dizalicama topline; prototipnim dizalicama topline postignute su temperature i do 300 °C,
- sušenje i odvlaživanje u industriji papira i celuloznih proizvoda, drvenoj industriji, te u industriji prerade i čuvanja namirnica; dizalice topline za te namjene rade s visokim koeficijentima grijanja i postižu maksimalne temperature do 100 °C,
- procesi isparavanja i destilacije u kemijskoj industriji i industriji prerade hrane.

1.3. Prednosti i trendovi uporabe dizalica topline [2]

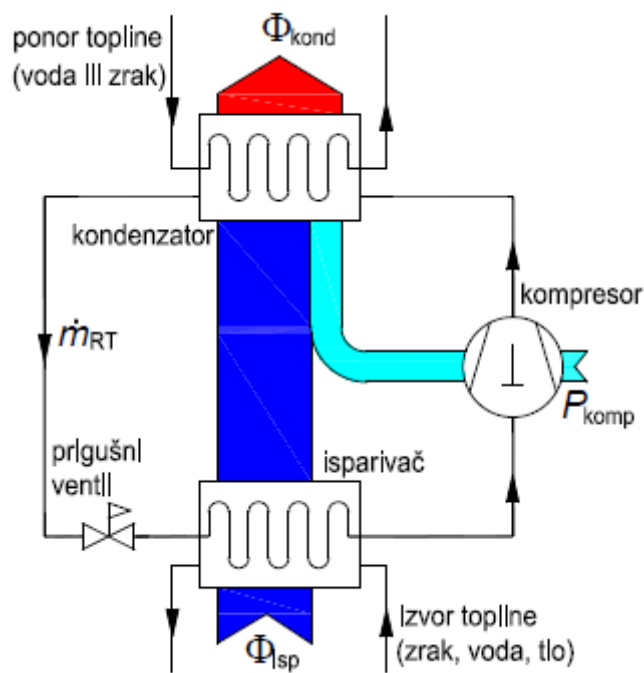
Dizalice topline mogu znatno poboljšati stupanj korisnosti svakog sustava za grijanje koji se koristi primarnim oblicima energije, uz značajne ekološke efekte u smanjenju trošenja fosilnih goriva i s tim u svezi u redukciji emisije ugljičnoga dioksida (CO₂) i drugih štetnih plinova, poput SO_x, NO_x, CH₄ i CO, u atmosferu.

Od ukupne emisije CO₂ u atmosferu, 1997. godine u iznosu od 22 milijarde tona, grijanje zgrada uzrokuje oko 30%, a industrijske aktivnosti oko 35%. Uporabom dizalica topline u stambenim i poslovnim zgradama, uz pretpostavku pokrivanja 30% toplinskih potreba, globalna CO₂ emisija može se smanjiti za 1 milijardu tona, dok se najmanje 0,2 milijarde tona CO₂ emisije dade uštedjeti uporabom dizalica topline za industrijske svrhe. Na taj način ukupno postignuta ušteda od 1,2 milijarde tona predstavlja vrijednost od 5,5 % globalne CO₂ emisije, što se današnjom tehnologijom dizalica topline može ostvariti. Daljnjim poboljšanjima učinkovitosti energetske sustava s dizalicama topline, moguće je smanjiti globalnu emisiju CO₂ u atmosferu do 3,5 milijarde tona, ili gotovo 16%.

2. DIZALICE TOPLINE [3]

Dizalice topline su sustavi jeftinog i ekološki čistog načina grijanja koje mogu crpiti toplinu iz vode, zemlje ili zraka. Dizalice topline najčešće koriste freon kao rashladni medij, ali mogu koristiti i neke druge plinove (npr. amonijak). Najjednostavniji oblici dizalica topline su klima uređaji koji griju i hlade, tzv. inverteri. Oni crpe toplinu iz zraka, najlakši su za montažu i najjeftiniji. Složeniji oblici koji daju više energije su sustavi koji se ukapaju pod zemlju. Dizalice topline danas još nisu stekle široku primjenu iako su bolji izvor grijanja od fosilnih goriva koja polako nestaju, zagađuju okoliš i imaju stalan porast cijena. [4]

Dizalice topline rade na principu sličnom kao i rashladni uređaji. Ljevokretni kružni proces posreduje u prijenosu topline između dva toplinska spremnika, niskotemperaturnog spremnika kojem se odvodi toplina i pritom se hladi, te visokotemperaturnog toplinskog spremnika kojemu se ta toplina dovodi i pritom se grije (slika 2.1).



Slika 2.1. Tijek energije u ljevokretnom kružnom procesu [3]

Inače u praksi se uvriježio naziv dizalica topline za ljevokretni uređaj koji se koristi za potrebe grijanja. Toplinski množitelj, ili faktor grijanja dizalice topline definiran je izrazom:

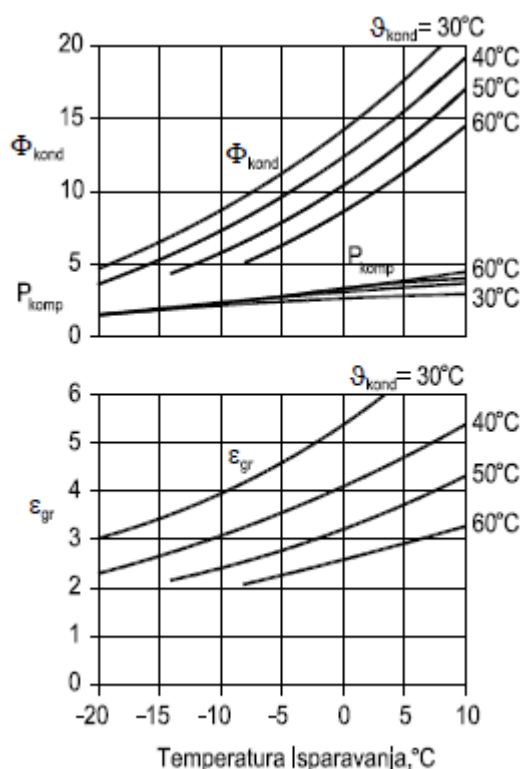
$$\varepsilon_{gr} = \frac{\Phi_{kond}}{P_{el}}$$

pri čemu učinak grijanja koji predstavlja učinak kondenzatora iznosi:

$$\Phi_{kond} = \Phi_{isp} + P_{komp} \text{ [W]}$$

Prosječni toplinski množitelj, ovisno o temperaturama toplinskog izvora i ponora, najčešće doseže vrijednosti od 2,5 do 5. To npr. znači da za 1 kW privedene električne snage dizalici topline, ostvareni toplinski učinak dizalice topline može biti i nekoliko puta veći, odnosno 2,5 do 5 kW. Učinkovitost dizalice topline smanjuje se s padom temperature toplinskog izvora, ali i s porastom temperature ogrjevnog medija na izlazu iz kondenzatora. Najčešće su sustavi za grijanje s dizalicom topline namijenjeni za niskotemperaturno grijanje prostora (ako se radi o vodi onda je temperaturni režim 45/35 °C) te za zagrijavanje potrošne tople vode.

Pravilo koje vrijedi je: što je manja temperaturna razlika između temperature toplinskog izvora (zrak, voda, tlo) i temperature toplinskog ponora (zraka ili vode koja se grije), to će veći biti učinak grijanja i manja snaga kompresora, odnosno bit će veći toplinski množitelj (slika 2.2).



Slika 2.2. Ovisnost toplinskog množitelja o temperaturama isparavanja i kondenzacije [3]

Može se zaključiti da učinkovitost dizalice topline bitno ovisi o temperaturama toplinskih spremnika.

Od toplinskog množitelja dizalice topline u standardnim ili aplikacijskim točkama, relevantniji je godišnji toplinski množitelj $\varepsilon_{gr,G}$ (engl. Seasonal performance factor – SPF) koji se koristi za potrebe vrednovanja energetske učinkovitosti dizalice topline:

$$\varepsilon_{gr,G} = \frac{\sum Q_{DT}}{\sum E}$$

a definiran je kao omjer stvarno dobavljene toplinske energije tijekom godine ($\sum Q_{DT}$) i tijekom godine ukupne utrošene energije ($\sum E$) za pogon kompresora, pumpi, ventilatora te sustava za odleđivanje isparivača.

Proračun učinkovitosti dizalice topline dan je u normi HRN EN 15316-4-2. Norma daje metode proračuna pogonske energije i godišnjeg toplinskog množitelja dizalica topline koje se koriste u sustavima grijanja prostora, dizalica topline za zagrijavanje potrošne tople vode, te dizalica topline koje se koriste kombinirano za grijanje prostora i za zagrijavanje PTV-a. Preporučena metoda proračuna je *bin* metoda. Proračun prema *bin* metodi podrazumijeva podjelu sezone grijanja na temperaturne intervale (razrede). Za određivanje trajanja pojedinih temperaturnih intervala koriste se ulazni podaci o satnoj vanjskoj temperaturi zraka (ispitne referentne godine) za promatranu geografsku lokaciju. Metoda uz rezultate ispitivanja za standardne ispitne uvjete dizalice topline prema HRN EN 14511, uzima u proračun specifične radne uvjete za svaku individualnu instalaciju.

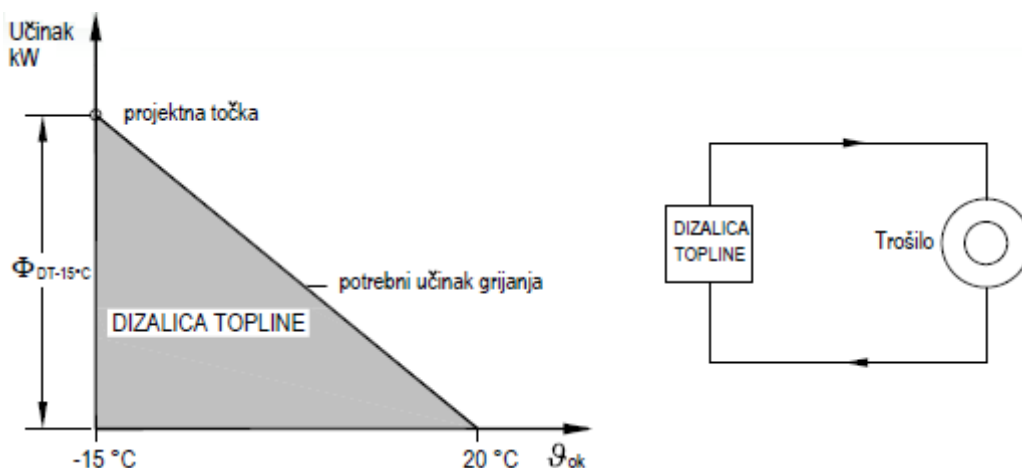
2.1. Načini rada dizalice topline

Sustavi grijanja s dizalicom topline mogu biti izvedeni tako da dizalica topline bude jedini izvor topline. Također, dizalica topline može se koristiti u sprezi s drugim izvorima topline. Razlikuju se sljedeći načini rada dizalice topline:

- a) monovalentni način rada – primijenjen za zgradu u zadatku diplomskog rada
- b) bivalentno-paralelni način rada
- c) bivalentno-alternativni način rada

2.1.1. Monovalentni način rada dizalice topline

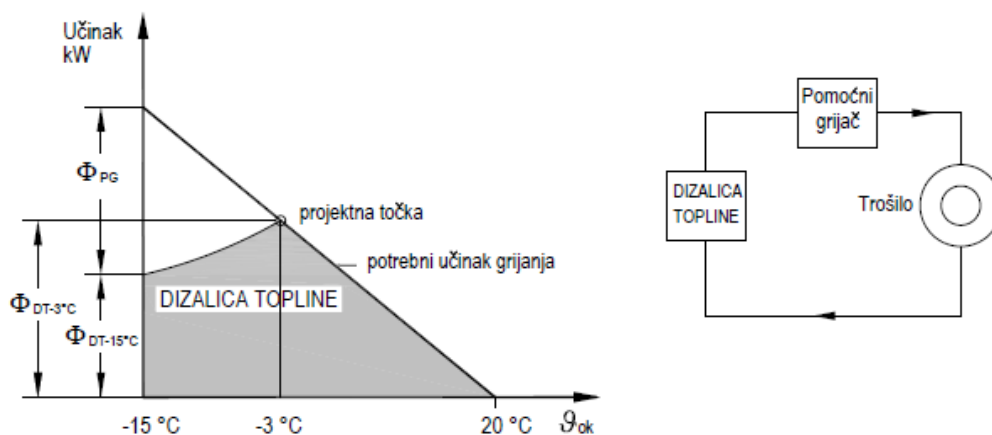
Sve toplinske gubitke zgrade (toplinsko opterećenje) koji se proračunavaju prema normi HRN EN 12831 pokriva isključivo dizalica topline. Učinak dizalica topline projektira se prema vanjskoj projektnoj temperaturi zraka (slika 2.3). Dizalice topline povezane s tlom (s podzemnom vodom ili tlom kao izvorima topline) rade kao monovalentni sustavi grijanja.



Slika 2.3. Monovalentni rad dizalice topline [3]

2.1.2. Bivalentno-paralelni način rada dizalice topline

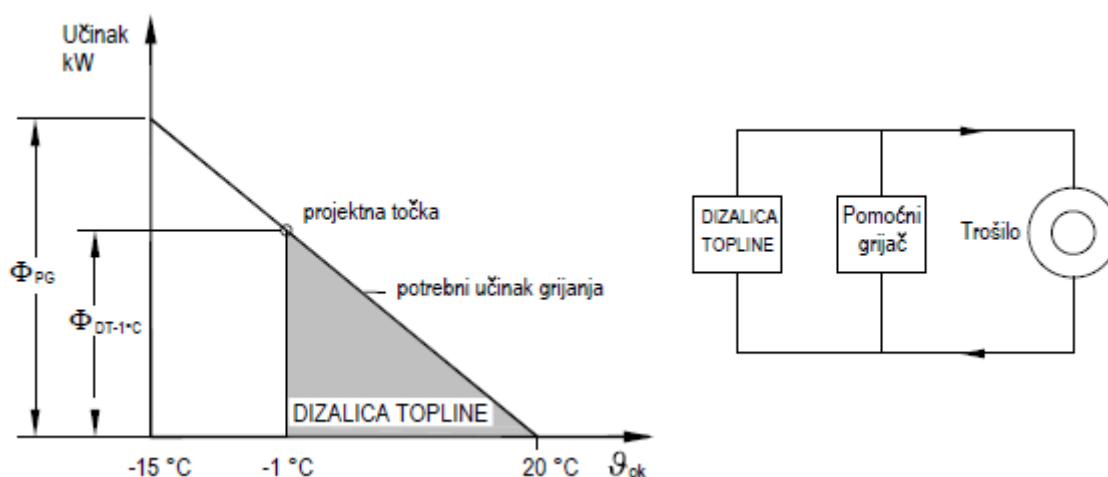
Do određene vrijednosti vanjske temperature zraka dizalica topline je jedini izvor topline. Daljnjim padom vanjske temperature zraka (npr. $-3\text{ }^{\circ}\text{C}$ ili niže) uključuje se paralelno još jedan toplinski izvor (npr. plinski bojler). Priključenje drugog toplinskog izvora vodi regulacija prema vanjskoj temperaturi zraka i potrebnom učinku grijanja. Ovaj način rada sustava grijanja koristi se kod dizalica topline sa zrakom kao izvorom topline.



Slika 2.4. Bivalentno-paralelni rad dizalice topline [3]

2.1.3. Bivalentno-alternativni način rada dizalice topline

Do određene vrijednosti vanjske temperature zraka dizalica topline je jedini izvor topline, koja ovisno o karakteristici grijanja odgovara maksimalnoj temperaturi polaznog voda od 55 °C. Daljnjim padom vanjske temperature zraka uključuje se drugi izvor topline i on je dalje jedini u radu (npr. plinski bojler). Točka preokretanja izbora sustava grijanja u ovom primjeru iznosi -1 °C. Ovaj način rada sustava grijanja koristi se za zgrade s radiatorima kao ogrjevnim tijelima, temperaturnog režima 90/70 °C ili 80/60 °C.

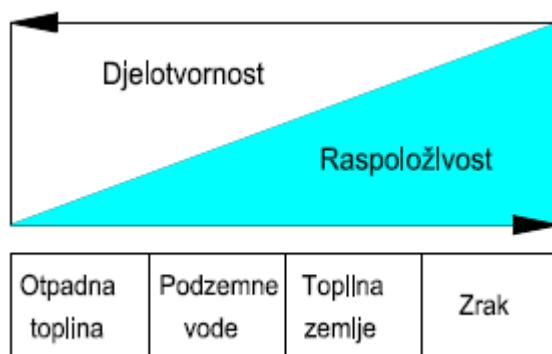


Slika 2.5. Bivalentno-alternativni rad dizalice topline [3]

2.2. Izvori topline za dizalice topline

Za postrojenje dizalice topline od najvećeg su značaja svojstva toplinskog izvora. Može se reći da je postrojenje za grijanje dizalicom topline onoliko dobro koliko je dobar njegov toplinski izvor. Kao niskotemperaturni toplinski spremnici koriste se voda (riječna, jezerska, morska i podzemna) zrak, otpadna toplina, Sunce ili se isparivač zakopava u zemlju, pri čemu tlo predstavlja toplinski spremnik. Da bi se osigurao ekonomičan rad dizalice topline, na izvor topline se postavlja niz zahtjeva među kojima su najvažniji sljedeći:

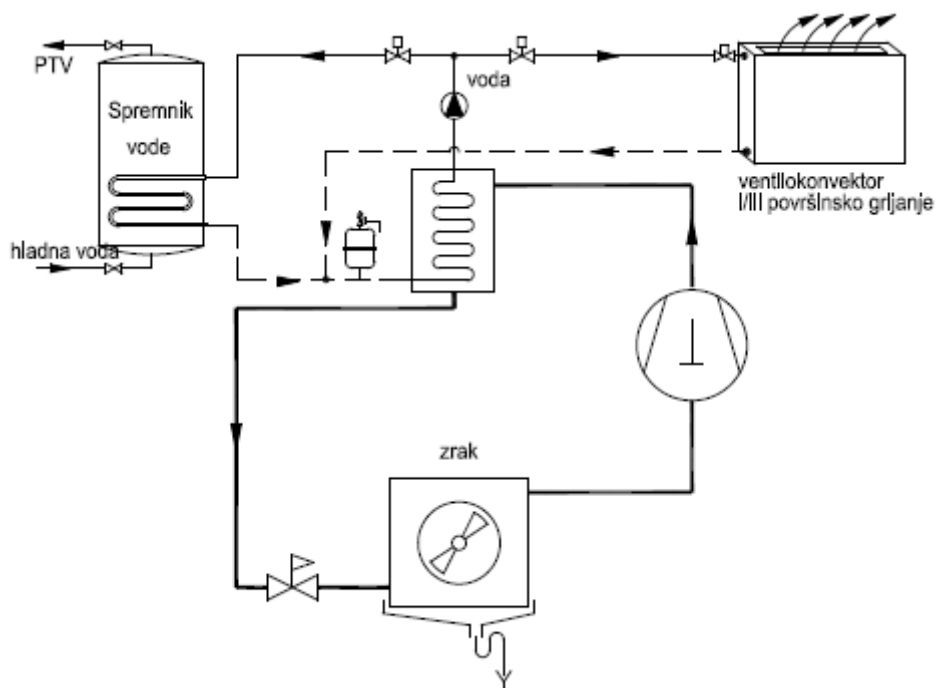
- toplinski izvor treba osigurati potrebnu količinu topline u svako doba i na što višoj temperaturi (slika 2.6)
- troškovi za priključenje toplinskog izvora na dizalicu topline trebaju biti što manji
- energija za transport topline od izvora do isparivača dizalice topline treba biti što manja.



Slika 2.6. Kvalitativan prikaz djelotvornosti i raspoloživosti izvora topline [3]

2.2.1. Izvor topline – zrak

Najveći i najpristupačniji ogrjevni spremnik topline za dizalice topline predstavlja okolišni zrak. Orebreni izmjenjivač topline s prisilnom cirkulacijom zraka koristi se za izmjenu topline između zraka i radne tvari (slika 2.7). Razlika temperature vanjskog zraka, kao izvora topline i radne tvari koja isparuje kreće se od 6 do 10 °C. Kod izbora ovakve izvedbe dizalice topline, potrebno je voditi računa o sljedeće dvije stvari: temperaturi vanjskog zraka za danu lokaciju te stvaranju inja i leda na orebrenim sekcijama isparivača.



Slika 2.7. Dizalica topline zrak-voda [3]

Loša strana zraka kao izvora topline su varijacije njegove temperature, što znatno utječe na toplinski množitelj dizalice topline. Smanjivanjem temperature okoline smanjuje se i ogrjevni

učinak dizalice topline. Ove dizalice topline se ne dimenzioniraju na puno opterećenje, odnosno za najnepovoljniju radnu točku, jer bi u najvećem dijelu godine sustav bio predimenzioniran. Ovisno o temperaturi vanjskog zraka, toplinski množitelj dizalice topline kreće se od 2,5 do 3,5.

Za stvaranje leda na lamelama i cijevima isparivača najkritičnije su temperature vanjskog zraka od -3 do $+2$ °C jer kod tih temperatura vanjski zrak posjeduje prilično veliki sadržaj vlage pa je količina nastalog leda dovoljno velika da zatvori kanale za prolaze zraka u isparivaču. Niže vanjske temperature nisu toliko kritične jer je sadržaj vlage u zraku veoma malen pa je količina nastalog leda malena. Neželjeni utjecaj leda i odleđivanje isparivača treba uzeti u obzir pri dimenzioniranju dizalice topline.

Na osnovi dosadašnjeg iskustva s dizalicama topline za grijanje zgrada, s vanjskim zrakom kao izvorom topline, može se reći da se do -5 °C vanjske temperature (u specijalnim slučajevima do -15 °C) može ekonomski i pogonski opravdano upotrijebiti dizalica topline, a ispod -5 °C treba upotrijebiti dodatno grijanje na ulje, plin ili električnu energiju.

Nedostatak dizalica topline koje rade s vanjskim zrakom kao izvorom topline su visoka buka i velika količina zraka koja je potrebna zbog njegove male specifične topline. Hlađenjem zraka za 6 do 8°C dobivaju se optimalni odnosi između: količine zraka, veličine ventilatora, veličine isparivača i toplinskog množitelja. Važno je primijetiti da ugradnjom četveroputnog prekretnog ventila uređaj u ljetno doba može raditi u režimu hlađenja.

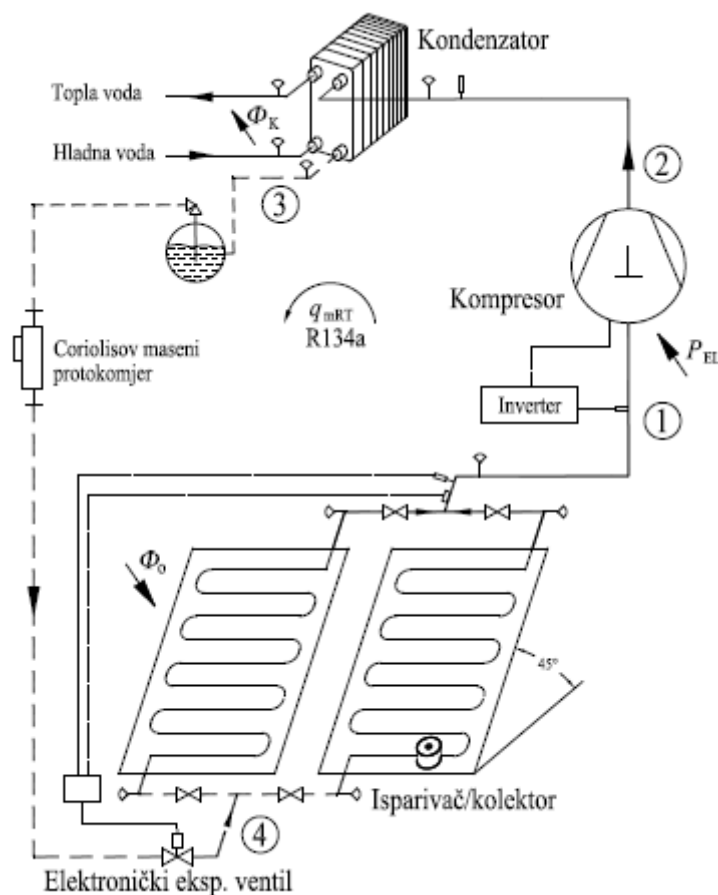
2.2.2. Izvor topline – direktno Sunčevo zračenje – solarna dizalica topline

Energija Sunca može se koristiti kao izravni izvor topline ili u kombinaciji s drugim izvorima topline. Zrak, površinske vode i tlo kao izvor topline posredno koriste energiju Sunca. Osnovna prednost izravnog korištenja energije Sunca kao izvora topline za dizalice topline je viša temperatura isparivanja te time veći učinak isparivača nego kod drugih izvora topline. Rezultat je veći toplinski množitelj. U usporedbi s klasičnim kolektorskim sustavom, kod sustava koji uključuje dizalicu topline su učinkovitost kolektora i kapacitet uređaja veći zahvaljujući nižoj temperaturi medija u solarnom kolektoru (najviše $+25$ °C).

U Laboratoriju za toplinu i toplinske uređaje na Fakulteta strojarstva i brodogradnje, projektiran je i izveden ispitni sustav sa solarnom dizalicom topline (slika 2.8). Osim osnovnih komponenti kompresijske dizalice topline, uređaj je opremljen i mjerilima relevantnih veličina koje se preko prihvatnog sustava i razvijenog programskog paketa pohranjuju na računalu. Na ispitnom sustavu provedena su mjerenja s ostakljenim i neostakljenim izvedbama kolektora. Rezultati pokazuju veliki utjecaj ozračenja, temperature okoline i brzine vrtnje kompresora na

karakteristike sustava. Toplinski množitelj, ovisno o temperaturnim uvjetima, doseže vrijednosti od 3 do 7, a nerijetko i više.

U usporedbi s klasičnim solarnim sustavom, gdje postoje konvektivni gubici kolektora, u slučaju primjene solarnog kolektora u dizalicama topline s izravnom ekspanzijom radne tvari ti su gubici znatno smanjeni, ili su čak pretvoreni u dobitke kada je temperatura radne tvari niža od temperature okoline (ili točnije rečeno, ako je temperatura apsorberske ploče niža od temperature okoline).



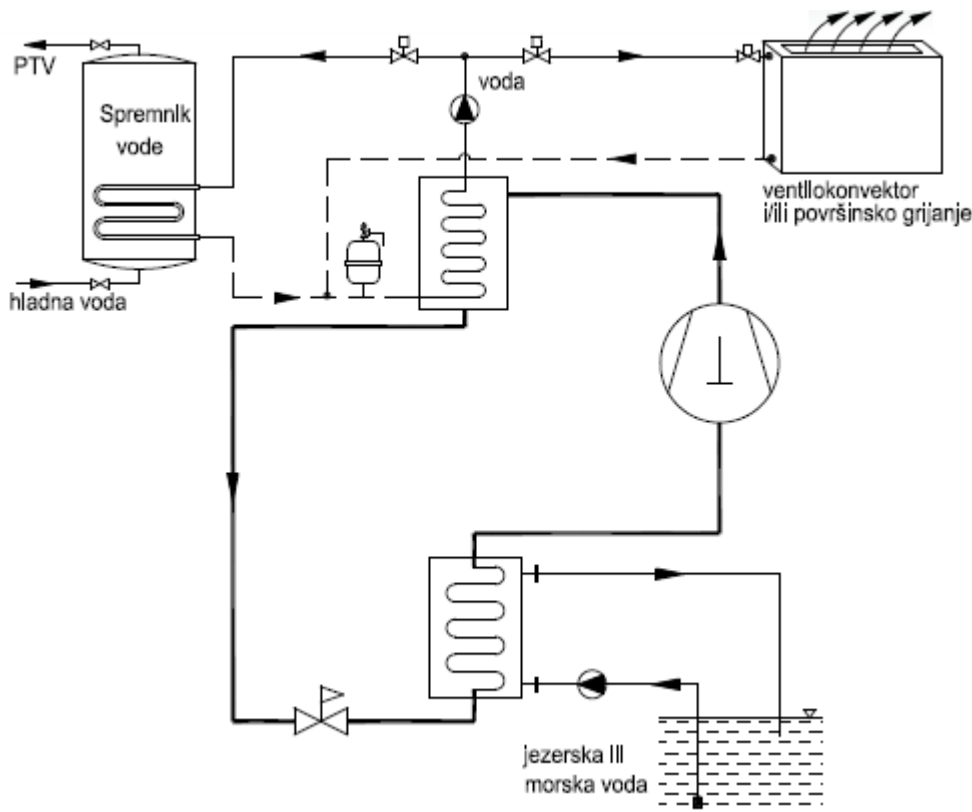
Slika 2.8. Shematski prikaz solarne dizalice topline [3]

2.2.3. Izvor topline – površinske vode

Naselja uz potoke, rijeke, jezera i mora imaju izvor topline u mnogim slučajevima pristupačan i jeftin (slika 2.9). Takve se vode mogu uobičajeno koristiti pri temperaturama višim od +4 °C. Niske temperature izvora topline smanjuju toplinski množitelj i ekonomičnost dizalice topline. Na osnovi iskustva i proračuna, temperaturna razlika vode ohlađene u isparivaču ne bi trebala biti manja od 4° C (npr. od 4 do 6 °C).

Korištenje dizalice topline s ovakvim izvorima topline ekonomski je opravdano kod vanjskih temperatura iznad granice od 0 °C. Pri tome veliku ulogu imaju položaj i veličina rijeke ili jezera.

Jezera su zbog veće akumulacije u pogledu temperature vode obično povoljnija od rijeka. Kod dovoljno velikih jezera i na dovoljno velikim dubinama (oko 20 do 30 m), temperatura vode u zimskom vremenu ne pada ispod 5 °C. Nedostatak ovog izvora je ograničenost njegove primjene na mali broj potrošača koji leže uz samo jezero. Za potrošače koji leže dalje od jezera investicijski i pogonski troškovi za crpljenje i povratak vode u jezero su preveliki.



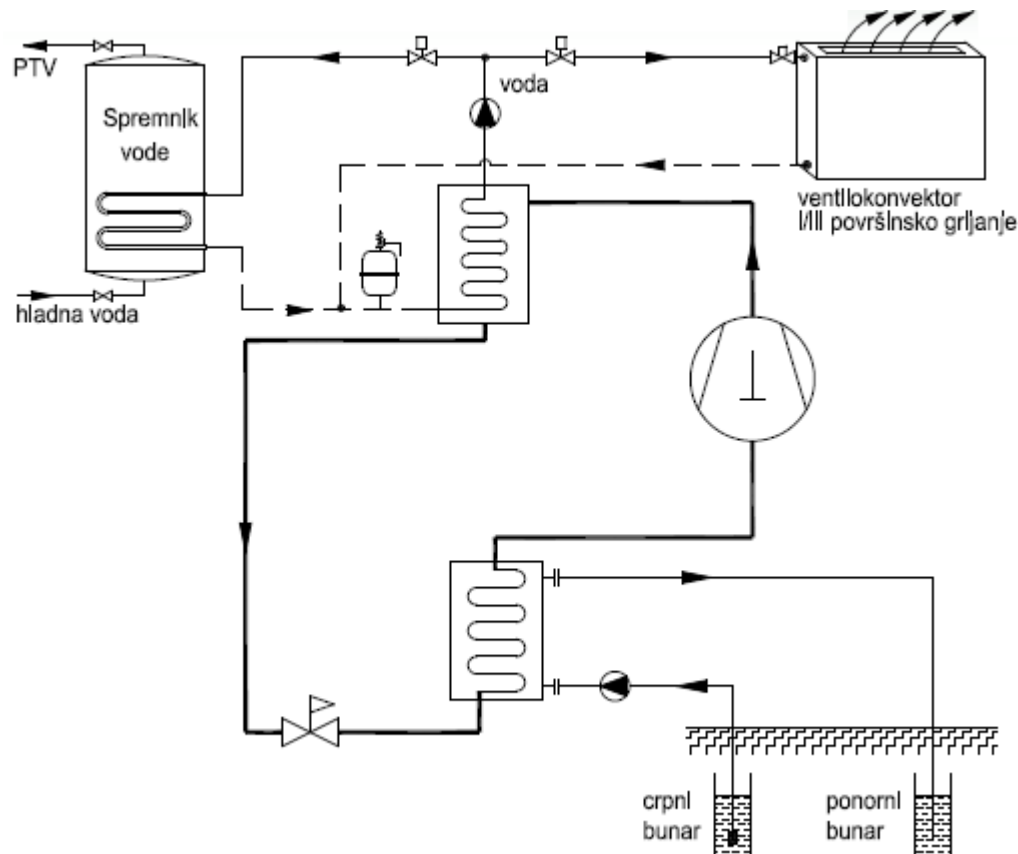
Slika 2.9. Dizalica topline voda-voda [3]

2.2.4. Izvor topline – podzemne vode

Izvor topline u obliku podzemne vode je upravo izvor koji se koristi u ovom diplomskom radu. Temperatura podzemne vode iznosi u većini slučajeva od 8 do 12 °C i ovisi o dubini iz koje se voda crpi. Ova se temperatura tokom cijele godine neznatno mijenja te je podzemna voda najpovoljnija kao izvor topline za pogon dizalice topline.

Za crpljenje podzemne vode potrebna su dva bunara, crpni i ponorni (slika 2.10). Razmak između ovih bunara treba biti što je moguće veći, a po mogućnosti ne manji od 10 m. Crpni bunar treba davati u svim vremenima pogona dovoljnu količinu vode, odnosno izdašnost crpnog

bunara je najvažnija za projektiranje ove dizalice topline. Potopljena crpka ugrađuje se obično do dubine 20-30 m kako bi se smanjili pogonski troškovi pumpe. Ispod pumpe, ostavlja se slobodna visina bunara koja omogućuje nakupljanje pijeska i nečistoća. Promjer bunara je obično 220 mm ili veći. Protok pumpe za vodu proračunava se na temperaturnu razliku vode na isparivaču od 4 do 5 °C.

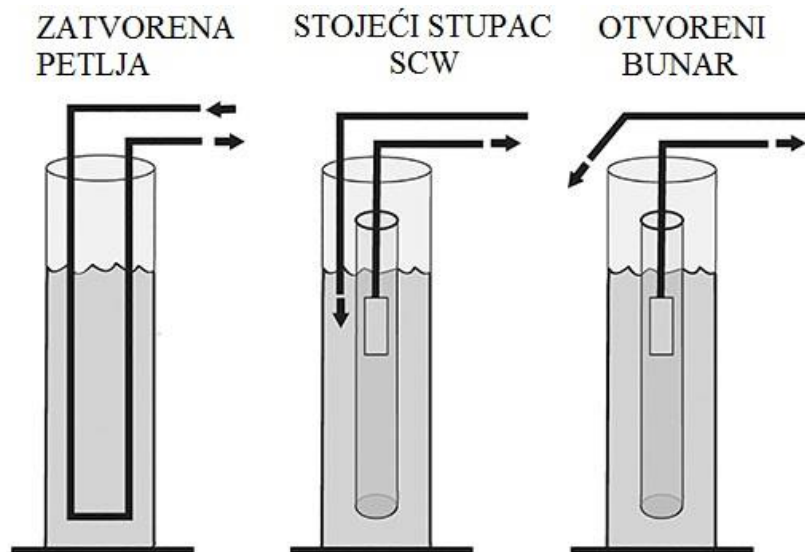


Slika 2.10. Dizalica topline voda-voda [3]

2.2.4.1. Stojeći stupac i otvoreni geotermalni sustavi

Stojeći stupac (Standing-column well – SCW) je suradnja najboljih karakteristika otvorenih i zatvorenih sustava bunara geotermalnih dizalica topline. Ove dvije metode predstavljaju suprotstavljene ekstreme primijenjene u sustavima dizalica topline. Sustav s otvorenim bunarom posjeduje prednosti kao što su jeftin prvotni trošak i visoka učinkovitost, ali veliki vodeni prinos od površine ili podzemne vode obično nije moguć. Sustav sa zatvorenim bunarom, bio on vertikalni ili horizontalni, predstavlja suprotni konstrukcijski primjer za sustave dizalica topline. Zatvoreni sustav može izbjeći neke regulatorne probleme koji mogu postojati u podzemnoj vodi ukoliko je kontaminirana, ali takav sustav ima najveći prvotni trošak. SCW sustav osigurava minimum od 20 % veće učinkovitosti dizalice topline i manje prvotne

troškove u odnosu na zatvorene sustave. SCW je neznatno manje učinkovit i s većim prvotnim troškovima od otvorenog sustava. Na slici 2.11 su prikazani primjeri za sva tri oblika sustava izvora topline u slučaju grijanja. [5]



Slika 2.11. Usporedba različitih izvedbi izvora topline iz podzemne vode [5]

Pogodna područja za ugradnju SCW-a

U područjima gdje postoji opasnost od nestašice vode ili suše nije pametno upotrebljavati otvoreni sustav dizalice topline, stoga u obzir dolaze samo sustavi sa zatvorenom petljom ili SCW. U priobalnim područjima (Krk) SCW je odlično rješenje jer u slučaju dobre baze poput stjenovitog tla s umjerenom količinom vode osigurava najbolji slučaj ugradnje dizalice topline. U tablici 2.1 je prikazana usporedba spomenuta tri sustava iz koje se može zaključiti već spomenuta činjenica kako SCW objedinjuje prednosti otvorenog i zatvorenog sustava bunara dizalice topline. [5]

Tablica 2.1. Usporedba geotermalnih bunara [5]

	Otvoreni bunar	SCW	Zatvorena petlja
Učinkovitost	1	2	3
Prvotni trošak	1	2	3
Geologija	3	2	2
Održavanje	2	2	2
Regulacija	3	2-3	1
Toplinska stabilnost	1	1	2

* broj 1 predstavlja najbolje ili najbolju učinkovitost

Konstrukcija SCW-a

Prilikom izgradnje SCW-a potrebno je utvrditi sastav tla. Zbijen sastav tla poslužit će kao odličan temelj za izgradnju SCW-a i tada neće biti potrebe za ugradnju bunarske oplata. Cijena takve oplata je otprilike jednaka cijeni bušenja što bi u konačnici povisilo ukupnu cijenu bunara 2 puta. Sljed konstruiranja SCW-a je sljedeći:

- zbijeno tlo približne dubine 45-60 m
- kruta, pisana i točna opterećenja
- prethodni konstrukcijski tehnički podaci i crteži
- informacije o testovima praćenja bunara
- finalni tehnički podaci

Konstruktor takvih bunara se mora koordinirati s konstruktorom dizalice topline kako bi se utvrdila toplinska, ventilacijska i HVAC opterećenja te profili faktora opterećenja. [5]

Puštanje u pogon

Prije puštanja u pogon obavezno je izvršiti dezinfekciju lužinom. Dobro konstruirani SCW će osigurati pouzdanu povezanost sa zemljom s minimalnim površinskim područjem iskorištenja. Učinkovitost dizalice topline će biti veća od bunara sa zatvorenom petljom i samo malo manja od otvorenog bunara. [5]

2.2.5. Izvor topline – tlo

Tlo predstavlja ogroman toplinski spremnik koji se može koristiti kako za grijanje tako i za hlađenje prostora. Iako se hlađenje može ostvariti neposrednim korištenjem izmjenjivača topline u tlu, u svrhu grijanja je u pravilu potrebno upotrijebiti dizalicu topline. Ugradnjom prekretnog ventila, dizalica topline se načelno zimi može koristiti za grijanje, a ljeti za hlađenje. Glavna prednost zemlje kao izvora ili ponora topline je u njezinoj relativno konstantnoj temperaturi već na dubini od 2 m (od 7 do 13°C), koja omogućuje rad dizalice topline u optimalnoj projektnoj točki, bez dnevnih i sezonskih varijacija.

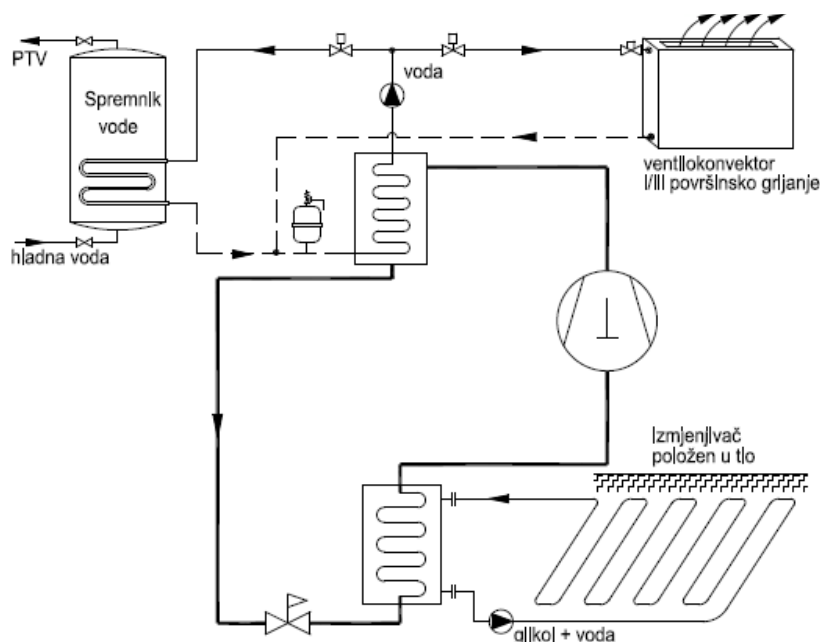
2.3. Izvedbe izmjenjivača dizalice topline

Razlikuju se dvije izvedbe izmjenjivača topline:

- a) horizontalna izvedba izmjenjivača
- b) vertikalna izvedba izmjenjivača

2.3.1. Horizontalna izvedba izmjenjivača

Horizontalna izvedba izmjenjivača topline (slika 2.12) zahtijeva nešto niže investicijske troškove, ali zbog nedostatka potrebne slobodne površine često nije primjenjiva osim u ruralnim područjima. Potrebna slobodna površina je otprilike dvostruko veća od grijane površine objekta. Najčešće se izmjenjivač topline polaže u tlo u obliku snopa vodoravnih cijevi na dubini od 1,2 do 1,5 m, s međusobnim razmakom cijevi od 0,5 do 1 m, ovisno o sastavu i vrsti tla. Približno na svaki m^2 grijanog prostora treba u zemlju položiti 1,5 do 2 m cijevi. Izmjenjivačke sekcije, koje se paralelno spajaju, trebaju biti podjednake dužine radi lakšeg balansiranja izmjenjivača. Dužina jedne izmjenjivačke sekcije iznosi do 100 m. Promjer polietilenske cijevi većinom iznosi 25 ili 32 mm. Učinak izmjenjivača, ovisno o svojstvima tla, kreće se u granicama od 15 do 35 W/m^2 (tablica 2.2), pri čemu se najbolja učinkovitost dobiva za glineno tlo i tlo s podzemnim vodama. Regeneracija toplinskog izvora događa se zahvaljujući Sunčevom zračenju, kiši ili rosi. Izmjenjivačke sekcije mogu se postavljati i u kanale (rovove) čime su potrebe za slobodnom površinom smanjene.



Slika 2.12. Dizalica topline tlo-voda (horizontalna izvedba izmjenjivača u tlu) [3]

Tablica 2.2. Specifični učinak horizontalnog izmjenjivača u tlu ovisno o sastavu tla [3]

Vrsta tla	Specifični učinak, W/m^2
Suho pješčano tlo	10-15
Mokro pješčano tlo	15-20
Suho glinasto tlo	20-25
Mokro glinasto tlo	25-30
Tlo s podzemnom vodom	30-35

2.3.2. Vertikalna izvedba izmjenjivača

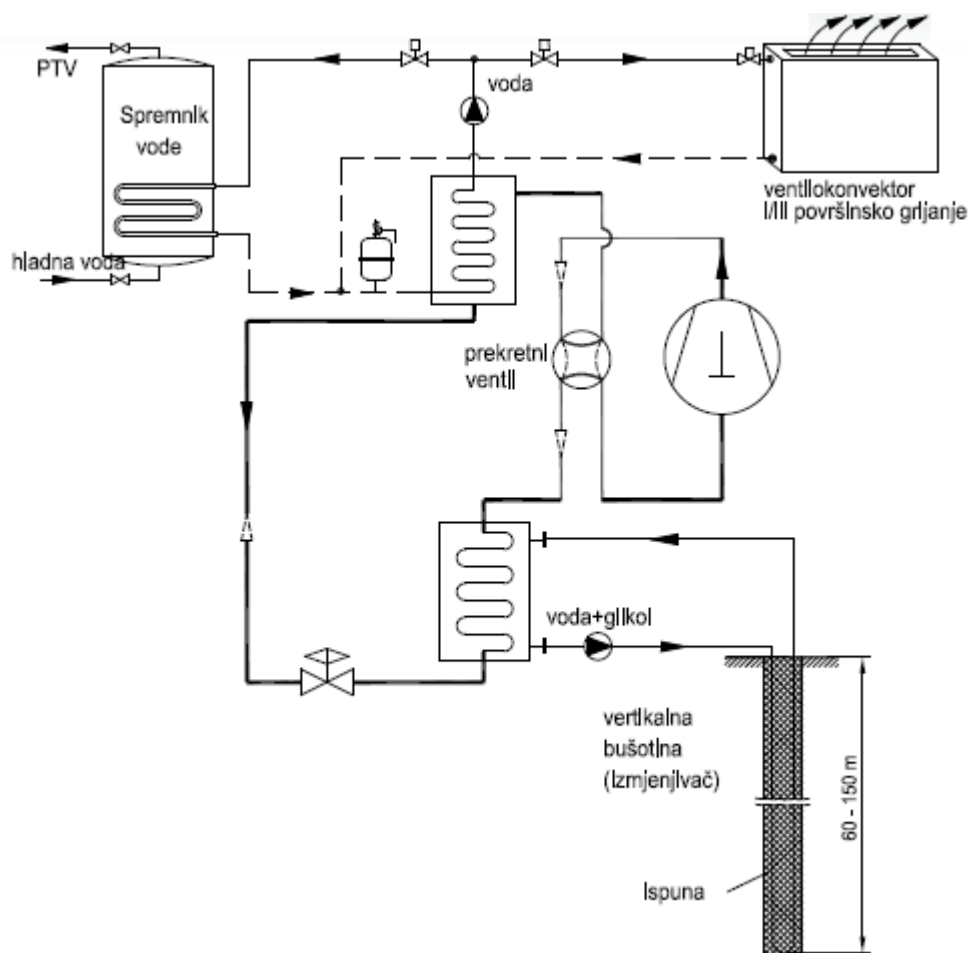
Vertikalna izvedba bušotine (slika 2.13) u koju se ulaže izmjenjivač od 60 do 150 m (200 m) dubine često je prihvatljiva u gusto naseljenim područjima, pogotovo na mjestima gdje je okoliš uređen, pri čemu dolazi do minimalnih promjena vanjskog izgleda okoline. Ovakvi su sustavi široko prihvaćeni u razvijenom svijetu, u čemu prednjače Švedska, SAD, Austrija, Njemačka, Švicarska, Francuska.

Koliko se topline može oduzeti tlu ovisi o njegovom sastavu i vlažnosti, te mjestu polaganja izmjenjivača topline (tablica 2.3). Do sada provedena istraživanja, kao i u praksi instalirani sustavi pokazuju da je temperatura tla na dubini od 2 m otprilike 7 do 10 °C, a na dubini do 100 m temperatura tla se kreće između 12 i 15 °C. Izmjenjivač (tvornički predmontiran) u tlo se polaže u dvije osnovne izvedbe:

- kao dvostruka U cijev
- kao koaksijalna cijev pri čemu kroz unutarnju PE cijev struji hladni medij (voda+glikol), dok se kroz vanjsku metalnu cijev zagrijani medij vraća na isparivač

Tablica 2.3. Parametri dizalice topline s vertikalnim bušotinama [3]

Učinak vertikalnog izmjenjivača	20 ÷ 85 W/m
Promjer PE cijevi	25, 32, 50 mm
Promjer bušotine	80 ÷ 150 mm (250 mm)
Ispuna bušotine	Smjesa bentonita i cementa
Toplinska vodljivost tla	1 ÷ 3 W/(m·K)



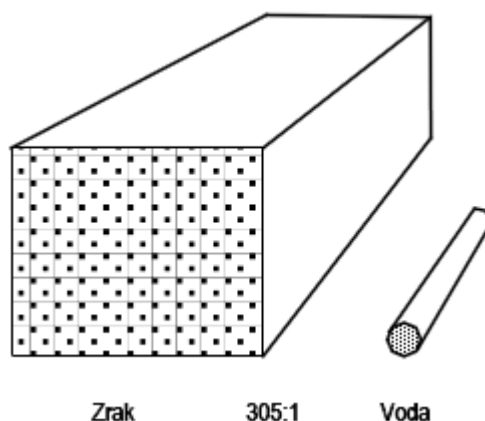
Slika 2.13. Dizalica topline tlo-voda (vertikalna izvedba izmjenjivača u tlu) [3]

Kod instalacija s izmjenjivačem u vertikalnoj bušotini, pri normalnim hidrogeološkim uvjetima, uzima se da je srednji učinak izmjenjivača s dvostrukom U cijevi 50 W/m (prema VDI 4640). Pouzdaniji rezultati dobiju se in-situ mjerenjima svojstava tla. Protok pumpe za glikolnu smjesu proračunava se na temperaturnu razliku glikola na isparivaču od približno 3° C.

Troškovi izvedbe bušotine i polaganja izmjenjivača zajedno s ispunom iznose od 35 do 55 €/m. Navedena cijena izvedbe vertikalnog izmjenjivača odnosi se na Njemačku. U SAD-u i Švedskoj cijene su niže.

2.4. Ogrjevna tijela sustava dizalice topline – ventilokonvektori

Pokrivanje toplinskih gubitaka i toplinskih opterećenja zgrade odvija se korištenjem vode kao ogrjevnog, odnosno rashladnog medija preko vodenog sustava koji ima kompaktnije dimenzije od zračnog. Na taj način mogu se značajno smanjiti dimenzije zračnih kanala jer zrak više ne preuzima grijanje i hlađenje zgrade, čime se smanjuje njegov volumenski protok kroz zgradu, ako postoji sustav ventilacije. Za standardne parametre strujanja u režimu hlađenja, razlika u površini poprečnog presjeka je preko 300 puta (slika 2.14).



Slika 2.14. Usporedba dimenzija poprečnog presjeka kanala i cijevi za isti toplinski učinak [3]

Najčešće korišteni krajnji elementi su ventilokonvektori (pogodni za upotrebu uz niskotlačni razvod primarnog zraka) i induksijski uređaji (pogodni za upotrebu uz visokotlačni razvod primarnog zraka). Ventilokonvektori i induksijski uređaji spajaju se na dvocijevni ili četverocijevni razvod. Uređaji se opremaju s jednim ili dva izmjenjivača topline. Ventilokonvektori su uređaji koji se koriste za grijanje i hlađenje struje zraka pomoću izmjenjivača topline zrak - voda. U njemu se pomoću zaklopki miješaju struja vanjskog zraka za ventilaciju i struja optočnog zraka iz prostorije (opcija). Tako nastala mješavina filtrira se i zatim grije ili hladi na grijaču, odnosno hladnjaku ugrađenom u uređaj (slika 2.16). Kroz grijač i hladnjak struji topla, odnosno hladna voda, pri čemu cijevni razvod može biti izveden kao dvocijevni (polaz + povrat), trocijevni (polaz tople vode + polaz hladne vode + zajednički povrat) ili četverocijevni (polaz tople vode + polaz hladne vode + povrat tople vode + povrat hladne vode). Trocijevni razvod koristi se vrlo rijetko zbog slabe energetske učinkovitosti koja je prvenstveno posljedica zajedničkog povratnog cjevovoda.

Voda struji u zatvorenom krugu:

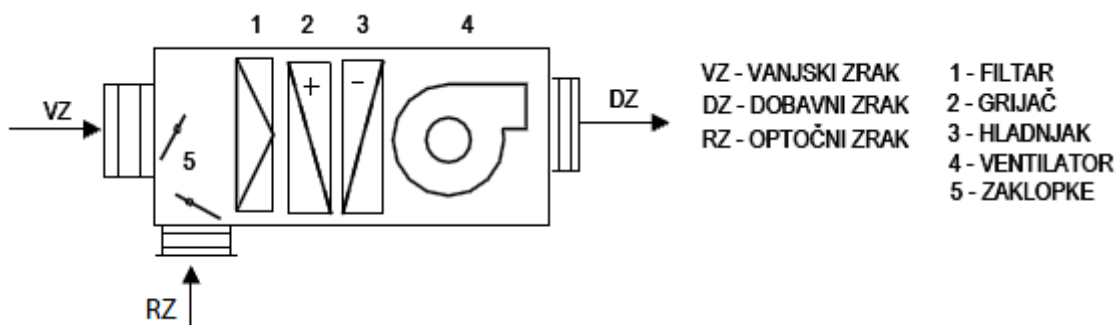
- u slučaju hlađenja:
 - rashladni agregat (koji osigurava hladnu vodu)
 - polazni vod (voda)
 - ventilokonvektor
 - povratni vod (voda)
 - rashladni agregat
- u slučaju grijanja:
 - strojarnica (koja osigurava toplu vodu)
 - polazni vod (voda)
 - ventilokonvektor
 - povratni vod (voda)
 - strojarnica

Nakon što se zrak pripremi na željenu temperaturu, ubacuje se u prostor pomoću ventilatora. Ventilokonvektori su dostupni u različitim izvedbama: vertikalni – zidni (slika 2.15), horizontalni – stropni (slika 2.16), i dr.

Regulacija učinka vrši se promjenom protoka na strani vode otvaranjem i zatvaranjem ventila na ulazu u izmjenjivač(e) ili promjenom protoka na strani zraka, izborom brzine vrtnje ventilatora (položaji: isključeno - 1. brzina - 2. brzina - 3. brzina).



Slika 2.15. Ventilokonvektor u presjeku – zidna izvedba [3]

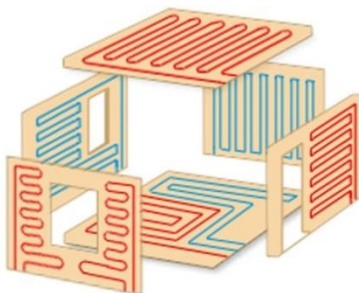


Slika 2.16. Ventilokonvektor u presjeku – shema stropne izvedbe [3]

2.5. Stropno/podno grijanje i hlađenje

Zadovoljstvo i produktivnost ljudi u velikoj mjeri ovise o klimatskim prilikama u okruženju. Efikasnost rada opada s porastom temperature, a troškovi hlađenja rastu za svaki sniženi stupanj temperature zraka u prostoru. Neugodna temperatura okoline, dodatna buka ili propuh umanjuju radni potencijal. [6]

Uredi, poslovni prostori, trgovine, stambeni prostori itd. opremaju se radi toga s cijevnim registrima za zidno i stropno grijanje te hlađenje. Uz pomoć sustava za površinsko grijanje i hlađenje postiže se ugodna klima bez prisilne cirkulacije zraka. S ovom tehnikom, ovisno o temperaturi vode može se grijati ili hladiti. Sustav je kompletiran regulacijskom tehnikom u rasponu od pojedinačne regulacije po prostorijama do potpuno automatiziranog prelaska iz režima grijanja na režim hlađenja. Zahvaljujući maloj visini sustava moguće ga je ugraditi u klasičnu mokru žbuku ili pod suhe elemente. Ugradbena visina uključujući letvicu za prihvat i priključke iznosi svega 24,5 mm. Cijevni registri opremljeni su s razdjelnicima pravokutnog presjeka smještenim nasuprotno. To omogućuje povezivanje bez problema npr. prema Tichelmannovom principu. Pri tome je, prema snazi potrebna količina vode podijeljena na pojedinačne cijevi (10 mm / 25 m cijevi po m²). Brzina strujanja i pad tlaka time su svedeni na minimum. Brzina strujanja kod površina od 10 m² nalazi se ispod 0,3 m/s. Kod spuštenih stropova sustavi se mogu postaviti na metalne kasete, gipskartonske ploče ili vlaknaste gips ploče. Ugradnja u zidnu ili stropnu žbuku kao i u zidove od gipskartonskih ploča izvodi se bez problema. Mala masa od 2,5 kg/m² (uključujući i vodeno punjenje) ne utječe na konstruktivnu izvedbu elemenata stropa. Nakon postavljanja, stropni elementi se prekrivaju s 30 mm staklene vune. Ovisno o izvedbi, cijevni registri se povezuju međusobno s grijaćim i rashladnim krugom, pomoću zavarivih ili utičnih spojnica. Na slici 2.17 je prikazan način razvoda grijaćeg i rashladnog kruga. [6]



Slika 2.17. Krug grijanja i hlađenja [7]

Prednosti stropnog/podnog grijanja i hlađenja:

- bez prisilne cirkulacije zraka
- bez buke
- bez dizanja prašine (korisno za ljude koji pate od alergija)
- jednostavna regulacijska tehnika
- prirodna termoakumulacijska sposobnost zgrade ostaje očuvana – pogodno za naknadnu ugradnju sustava
- brza montaža
- ravnomjeran raspored temperature
- sigurno spajanje fuzijom ili utičnim spojnicama kod spuštenih stropova
- difuzno nepropusna izvedba
- mala ugradbena visina
- veća sloboda arhitektonskog oblikovanja
- mala potrošnja energije

Nedostaci stropnog/podnog grijanja i hlađenja:

- tromost sustava – otežana regulacija
- ograničena temperatura podne plohe zbog medicinsko fizioloških uvjeta
- ograničen ukupan dotok topline
- dobra izolacija objekata grijanih površinskim grijanjem
- određene stvari ne smiju biti u kontaktu sa zagrijanim podom zbog mogućih oštećenja
- veliki investicijski troškovi

Način djelovanja sustava, instaliranog kao grijači ili hladeći strop, temelji se na tome, da je temperatura površine podešena nekoliko stupnjeva iznad ili ispod temperature prostorije. Izmjenom toplinskog zračenja sa stropom mijenjaju se temperature površina koje omeđuju prostoriju. Udio zračenja stropa iznosi 60% ukupne snage. Snaga je određena razlikom temperature prostorije i srednje temperature površine: veća razlika = veća snaga. Potrebna higijenska izmjena zraka u najvećem broju slučajeva može se riješiti otvaranjem prozora. [6]

Opisani sustav može se kombinirati s neaktivnim površinama stropa, čija je veličina usklađena s veličinom cijevnih registara. Ovo je posebno zanimljivo jer u brojnim slučajevima nije potrebno registre ugraditi u čitavu površinu stropa. Aktivne i neaktivne površine mogu se tako međusobno kombinirati bez vidljivih razlika. Time je omogućena i naknadna dogradnja sustava. [6]

3. PRORAČUN TOPLINSKOG OPTEREĆENJA STAMBENE ZGRADE

Dimenzioniranje, projektiranje i izvođenje sustava u kojima se kao izvor toplinskog i rashladnog učinka koristi dizalica topline složeno je i zahtijeva znanja iz tehnike grijanja i hlađenja, građevinarstva, regulacije, te geologije i rudarstva kod izvođenja bušotina. Osnovna veličina na osnovu koje se dimenzioniraju i projektiraju sustavi koji koriste dizalice topline je toplinski učinak koji se određuje na osnovi potreba za topline za grijanje, odnosno toplinskih gubitaka ili toplinskog opterećenja zgrade.

Toplinsko opterećenje zgrade, odnosno prostorija u njoj određuje se postupkom propisanim normom HRN EN 12 831. Osnovni cilj takvog proračuna je određivanje toplinskih gubitaka koji se koriste pri određivanju toplinskog opterećenja zgrade. Pri proračunu projektnih toplinskih gubitaka zgrade promatraju se transmisijski toplinski gubici (provođenje topline kroz plohe) i ventilacijski toplinski gubici (strujanje zraka).

Pri dimenzioniranju i projektiranju ovakvih sustava potrebno je odabrati i toplinski izvor za dizalice topline. Pri tome se u obzir uzimaju razni čimbenici, ali najvažniji od njih su svojstva toplinskog izvora (termodinamička svojstva, raspoloživost na mjestu ugradnje), početna ulaganja u iskorištavanje izvora (cijena opreme, složenost radova) te pogonski troškovi pri iskorištavanju nekog izvora.

Uz sve to treba uzeti u obzir i da li se radi o novogradnji ili postojećoj zgradi te njezinoj potrebi za energijom tijekom cijele godine (grijanje i hlađenje). Poredak učestalosti primjene toplinskih izvora za dizalice topline u većini europskih zemalja je:

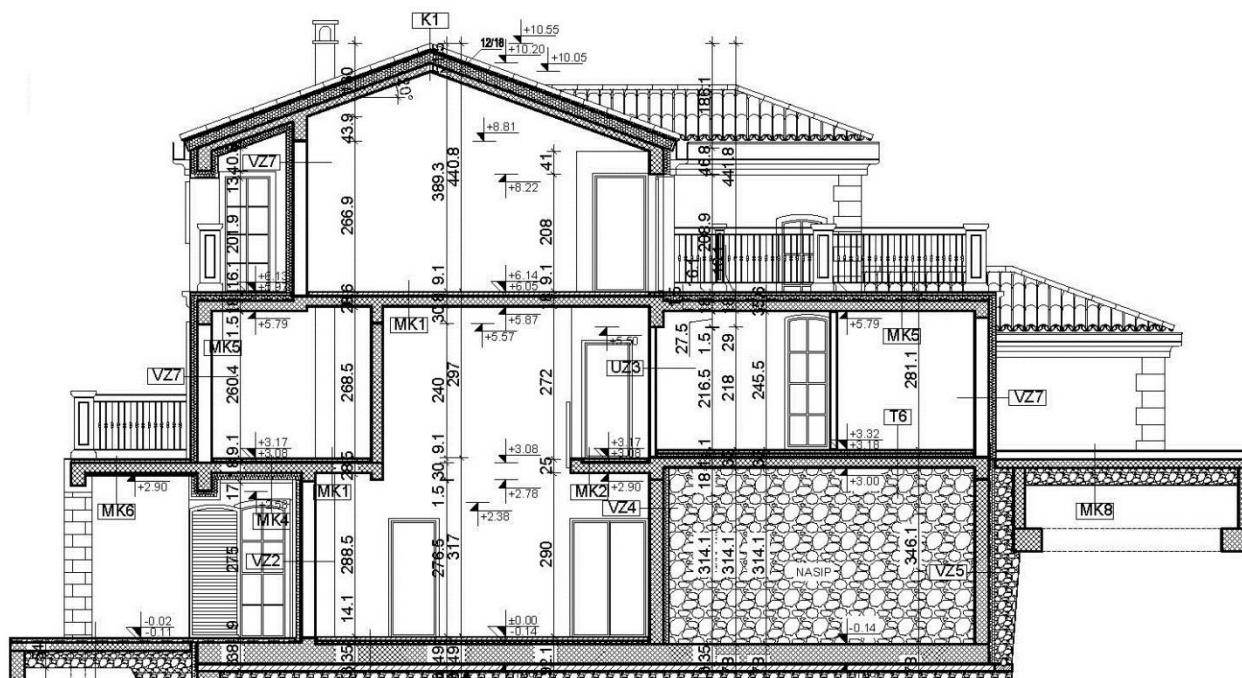
- okolni zrak
- otpadni zrak
- površinski slojevi tla
- duboki slojevi tla
- podzemne vode

3.1. Opis stambene zgrade

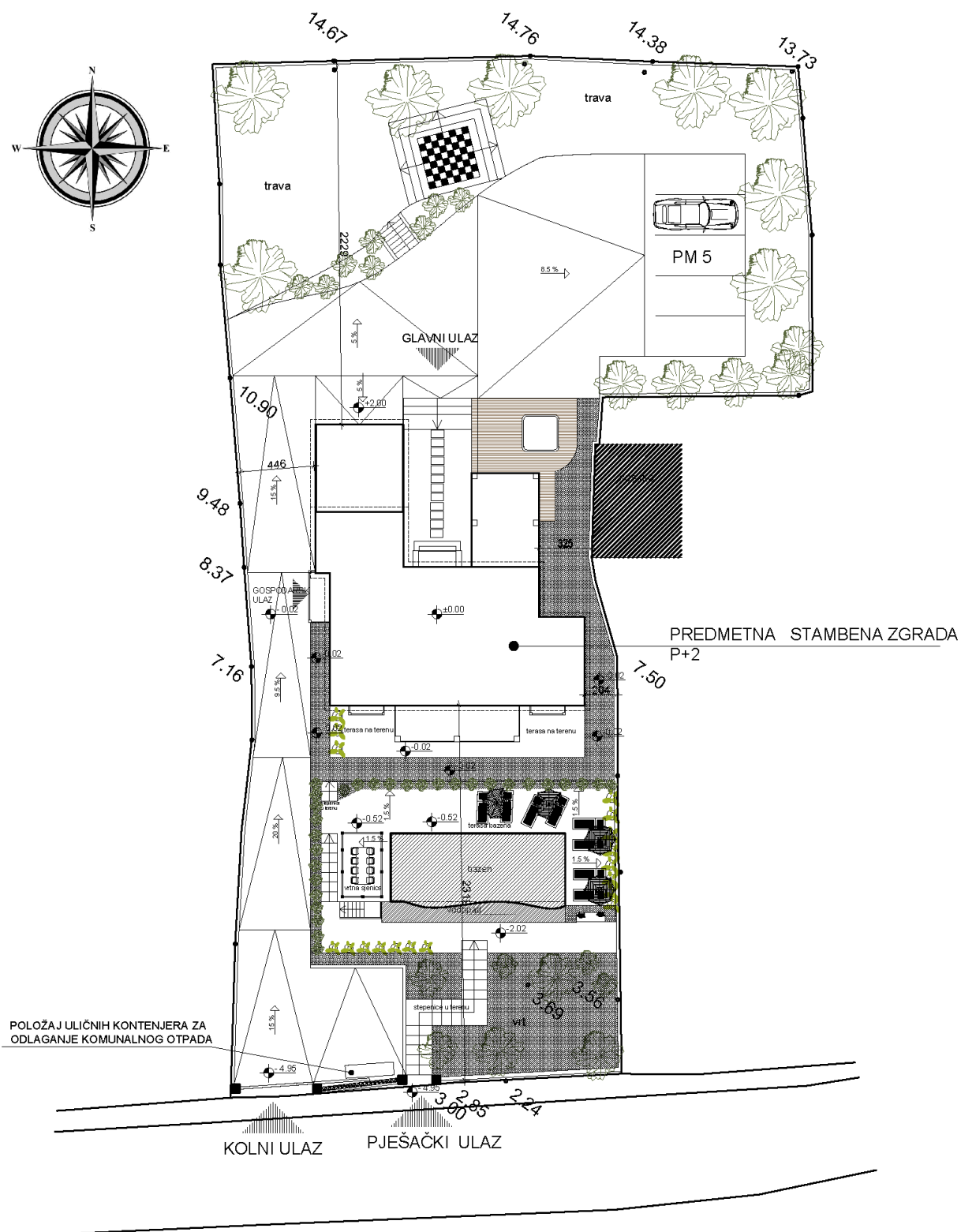
U nastavku je prikazan opis stambene zgrade, kao i postupak te rezultati proračuna toplinskog i rashladnog opterećenja prostora. Stambeni prostor je ukupne površine 418 m^2 kojeg čine prizemlje i dva kata. U prizemlju se nalazi kotlovnica, kuhinja, dnevni boravak, kupaona i blagovaona. Prvi kat većinom služi za odmor i rekreaciju jer se ondje nalaze spavaće sobe, teretana i sauna. Drugi kat se koristi kao smještaj gostinjske obitelji sa svim popratnim sadržajem (spavaća soba, kuhinja i blagovaona te kupaonice). Korisna površina grijanog/hlađenog prostora iznosi 328 m^2 . Ostatak od 90 m^2 su negrijani i otvoreni prostori; garaža, nenatkrivena terasa, balkon i lođa. Geodetski nacrt predmetne stambene zgrade se nalazi na slici 3.2, a građevinske podloge stambene zgrade u prilogu.

Bokocrt stambene zgrade prikazan je na slici 3.1 gdje se vrlo lako uočavaju 3 etaže zgrade gdje je prizemlje na sjevernoj strani ukopano u zemlju, a na južnoj strani (prema bazenu) u ravlini s terenom. Visine katova se razlikuju, pa je tako:

- visina prizemlja = 2,92 m
- visina prvog kata = 2,79 m
- visina drugog kata (visina vanjskog zida) = 2,23 m



Slika 3.1. Bokocrt stambene zgrade [8]



Slika 3.2. Geodetski nacrt stambene zgrade [8]

3.2. Proračun gubitaka topline – zima [9]

Postoje dva postupka proračuna toplinskog opterećenja (toplinskih gubitaka) prostorija i cijele zgrade prema EN12831:

- pojednostavljen
- detaljan

U ovom diplomskom radu će se izvršiti pojednostavljen postupak proračuna jer je on dovoljno dobar za stambene zgrade s najviše tri stana. Naime, projektirana stambena zgrada odgovara tim dimenzijama jer uključuje tri etaže:

- a) prizemlje
- b) 1. kat
- c) 2. kat,

što približno odgovara zgradi s tri stana.

Pojednostavljeni postupak proračuna gubitaka topline prema EN12831 govori sljedeće:

- u obzir se uzima prolaz topline (tj. toplinski gubici) kroz vanjske plohe
- ne proračunavaju se unutarnji toplinski gubici
- za korekciju toplinskih gubitaka ovisno o okolnom stanju služi temperaturni korekcijski faktor f_k
- ukoliko se uzima u obzir utjecaj toplinskih mostova dodaje se još $\Delta U_{WB} = 0,10 \text{ W(m}^2\text{K)}$
- ventilacijski toplinski gubici se isto tako računaju prema pojednostavljenom postupku proračuna, uzimajući u obzir volumen prostora, broj izmjena zraka i vanjsku projektnu temperaturu

Toplinski gubici se dijele na:

1. transmisijski toplinski gubici (provođenje topline kroz okolne plohe prema okolici i tlu te prema okolnim prostorima s različitim opterećenjem)
2. ventilacijski toplinski gubici (posljedica strujanja zraka kroz ovojnicu zgrade i između pojedinih njezinih dijelova odnosno prostorija),

tj. ukupni toplinski gubici stambene zgrade tada iznose:

$$\Phi_{UK} = \Phi_T + \Phi_V$$

3.2.1. Transmisijski toplinski gubici

$$\Phi_T = H_{Tr} \cdot (\theta_{int} - \theta_e)$$

$$H_{Tr} = \sum A \cdot (U + \Delta U_{WB}) \cdot f_k$$

$$\Phi_T = H_{Tr} \cdot (\theta_{int} - \theta_e) = \sum A \cdot (U + \Delta U_{WB}) \cdot (\theta_{int} - \theta_e) \cdot f_k$$

gdje su:

- Φ_T – transmisijski toplinski gubici, [W]
- H_{Tr} – koeficijent transmisijskih toplinskih gubitaka, [W/K]
- θ_{int} – unutarnja projektna temperatura (u prostoriji), [°C]
- θ_e – vanjska projektna (okolna) temperatura, [°C]
- A – površina plohe, [m²]
- U – U-vrijednost, koeficijent prolaza topline, [W/m²K]
- ΔU_{WB} – dodatak za toplinske mostove, [W/m²K]
- f_k – temperaturni korekcijski faktor, [–]

Unutarnja projektna temperatura iznosi 20 °C, a vanjska projektna temperatura za Krk iznosi -6 °C. Transmisijski toplinski gubici računat će se posebno za svaku etažu. Koeficijent prijelaza topline na unutarnjoj strani zidova iznosi 16 W/m²K, a na vanjskoj 25 W/m²K. Temperaturni korekcijski faktori korišteni u sljedećim proračunima su za izolirane toplinske mostove.

3.2.1.1. Transmisijski toplinski gubici prizemlja

Tehnički nacrti polažu autorska prava, stoga isti neće biti korišteni kao slike unutar ovog diplomskog rada. No, detaljnim tabličnim prikazom lako će se pokazati značajne površine unutar stambene zgrade. Površine preko kojih bi stambena zgrada na etaži prizemlja mogla gubiti toplinu su sljedeće:

- pod prema tlu
- ostakljenja (staklo, prozori, vrata)
- vanjski zid (ukopan – prema tlu)
- vanjski zid (prema zraku),

pa će tim redom biti i obrađene.

U tablici 3.1 prikazan je sastav poda prema tlu uz pripadajuće debljine pojedinog sloja kao i koeficijente toplinske vodljivosti svakog sloja.

Tablica 3.1. Sastav poda stambene zgrade prema tlu

Materijal	Debljina sloja [cm]	Koeficijent toplinske vodljivosti [W/(m·K)]
Cementna glazura	5	1,6
PE folija	0,02	0,5
Elastificirani ekspanzirani polistiren (EePS)	2	0,04
Ekstrudirana polistirenska pjena (xPS)	5	0,04
AB temeljna ploča	35	2,6
PP/PES filc (geotekstil) 300 g/m ²	0,5	1,13
Hidroizolacija, bitumenska traka za zavarivanje	0,8	0,23
Podložni beton	12	2
Šljunak	30	0,81
Geotekstil 200 g/m ²	0,2	1,2

Prostorije prizemlja nemaju isti završni sloj poda već postoje tri različita sloja:

- parket
- keramika
- kamen

Zbog jednostavnijeg proračuna izračunat će se ukupni toplinski otpor materijala iz tablice 3.1 te dodatno zbrojiti s toplinskim otporom završnog sloja svake pojedine prostorije. Nakon toga jednostavno se dobije koeficijent prolaza topline za promatranu prostoriju. Ukupni koeficijent prolaza topline poda dobije se prosječnom vrijednošću koeficijenata prolaza topline svake prostorije. U nastavku slijedi opisani proračun.

Ukupni toplinski otpor materijala iz tablice 3.1:

$$\frac{d}{\lambda} = 2,386$$

Ukupni koeficijent prolaza topline poda:

$$U = 0,404 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Površina poda svih prostorija prizemlja:

$$A = 103,47 \text{ m}^2$$

U prizemlju postoji ukupno 5 prozora (plastična stolarija s trostrukim izo-staklima punjenim argonom s Low-E premazom) s ukupnom površinom od 6 m^2 i koeficijentom prolaza topline od $1,3 \text{ W/m}^2\text{K}$, 4 vrata s punim krilom površine $13,44 \text{ m}^2$ koeficijenta prolaza topline od $2,25 \text{ W/m}^2\text{K}$ te 1 obična vrata površine $2,16 \text{ m}^2$ koeficijenta prolaza topline od $2,9 \text{ W/m}^2\text{K}$.

Površina vanjskih zidova ukopanih prema tlu iznosi $50,19 \text{ m}^2$ s koeficijentom prolaza topline od $0,284 \text{ W/m}^2\text{K}$. U tablici 3.2 prikazan je sastav vanjskog zida prema tlu uz pripadajuće debljine pojedinog sloja kao i koeficijente toplinske vodljivosti svakog sloja.

Tablica 3.2. Sastav vanjskog zida prema tlu

Materijal	Debljina sloja [cm]	Koeficijent toplinske vodljivosti $[\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})]$
Završna obrada		
Vapneno-cementna žbuka	1,5	1
AB zid	25	2,6
Hidroizolacija, bitumenska traka za zavarivanje	0,2	0,23
Ekstrudirana polistirenska pjena (xPS)	10	0,04
Mehanička zaštita - čepasta folija	0,15	1,5

Površina vanjskog zida prema zraku iznosi $103,07 \text{ m}^2$ s koeficijentom prolaza topline od $0,286 \text{ W/m}^2\text{K}$. U tablici 3.3 prikazan je sastav vanjskog zida prema zraku uz pripadajuće debljine pojedinog sloja kao i koeficijente toplinske vodljivosti svakog sloja.

Tablica 3.3. Sastav vanjskog zida prema zraku

Materijal	Debljina sloja [cm]	Koeficijent toplinske vodljivosti $[\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})]$
Završna obrada		
Vapneno-cementna žbuka	1,5	1
Blok opeka tipa kao wienerberger	25	0,3
Hidroizolacijski polimercementni premaz	0,2	0,23
Ekstrudirana polistirenska pjena (xPS)	10	0,04
Cementni polimerni mort (3 sloja morta i 2 sloja staklene mrežice)	0,5	0,7
Prirodni kamen	5	1,7

Sada se lako mogu izračunati transmisijski toplinski gubici prizemlja. Proračun je prikazan u tablici 3.4.

Tablica 3.4. Transmisijski toplinski gubici prizemlja

Građevni dio	f_k [-]	A [m ²]	U [W/m ² K]	$A \cdot U \cdot f_k$ [W/K]
Vanjski zid (prema zraku)	1	103,07	0,286	29,48
Vanjski zid (prema tlu)	0,3	50,19	0,284	4,28
Prozori	1	6	1,3	7,8
Vrata s punim krilom	1	13,44	2,25	30,24
Obična vrata	1	2,16	2,9	6,26
Pod prema tlu	0,3	103,47	0,404	12,54
Ukupni koef. transmisijskih toplinskih gubitaka $H_{Tr} = \sum A \cdot U \cdot f_k$ [W/K]				90,6
Ukupni transm. toplinski gubici prizemlja $\Phi_T = H_T \cdot (\theta_{int} - \theta_e)$ [W]				2355

3.2.1.2. Transmisijski toplinski gubici 1. kata

Proračun je identičan kao u prethodnom poglavlju. Površine preko kojih bi stambena zgrada na etaži 1. kata mogla gubiti toplinu su sljedeće:

- ostakljenja (staklo, prozori, vrata)
- vanjski zid (prema zraku)
- ravni krov terase

Međukatne konstrukcije se u ovom slučaju zanemaruju zbog jednake temperature s gornje i donje strane konstrukcije. Naime, projektirana temperatura zraka u stambenoj zgradi je 20 °C.

Na prvom katu postoji 7 prozora (plastična stolarija s trostrukim izo-staklima punjenim argonom s Low-E premazom) površine 9,72 m² i koeficijenta prolaza topline od 1,3 W/m²K, 6 vrata s punim krilom površine 21,12 m² koeficijenta prolaza topline od 2,25 W/m²K te 3 obična vrata površine 5,76 m² koeficijenta prolaza topline od 2,9 W/m²K.

Površina vanjskog zida prema zraku iznosi 155,33 m² s koeficijentom prolaza topline od 0,286 W/m²K koji je jednak za sve tri etaže. Sastav vanjskog zida na prvom katu prikazan je u tablici 3.3.

Površina ravnog krova koji ujedno služi kao nenatkrivena terasa je 24,13 m² s koeficijentom prolaza topline od 0,442 W/m²K. Sastav ravnog krova prikazan je u tablici 3.5.

Tablica 3.5. Sastav ravnog krova

Materijal	Debljina sloja [cm]	Koeficijent toplinske vodljivosti [W/(m·K)]
Kamen	2	1,7
Hidroizolacijski polimercementni premaz	0,2	0,23
Cementni estrih	5	1,6
PE folija	0,02	0,5
Ekstrudirana polistirenska pjena (xPS)	8	0,04
Parna brana (bitumenska traka za zavarivanje)	0,5	0,23
AB ploča	18	2,6
Vapneno cementna žbuka	1,5	1
Završna obloga		

Sada se mogu izračunati transmisijski toplinski gubici 1. kata. Proračun je prikazan u tablici 3.6.

Tablica 3.6. Transmisijski toplinski gubici 1. kata

Građevni dio	f_k [-]	A [m ²]	U [W/m ² K]	$A \cdot U \cdot f_k$ [W/K]
Vanjski zid (prema zraku)	1	155,33	0,286	44,4
Prozori	1	9,72	1,3	12,63
Vrata s punim krilom	1	21,12	2,25	47,52
Obična vrata	1	5,76	2,9	16,7
Ravni krov terase	0,9	24,13	0,442	9,6
Ukupni koef. transmisijskih toplinskih gubitaka $H_{Tr} = \sum A \cdot U \cdot f_k$ [W/K]				130,9
Ukupni transm. toplinski gubici prizemlja $\Phi_T = H_T \cdot (\theta_{int} - \theta_e)$ [W]				3403

3.2.1.3. Transmisijski toplinski gubici 2. kata

I na posljednjem katu proračun je identičan kao u prethodna dva. Površine preko kojih bi stambena zgrada na etaži 2. kata mogla gubiti toplinu su sljedeće:

- ostakljenja (staklo, prozori, vrata)
- vanjski zid (prema zraku)
- kosi krov

Međukatna konstrukcija poda drugog kata se opet zanemaruje jer u teoriji ne postoji prolaz topline između katova zbog podjednake temperature od 20 °C.

Na drugom katu postoji 8 prozora (plastična stolarija s trostrukim izo-staklima punjenim argonom s Low-E premazom) ukupne površine 7,88 m² koeficijenta prolaza topline od 1,3 W/m²K, 3 vrata s punim krilom površine 8,82 m² koeficijenta prolaza topline od 2,25 W/m²K te 4 obična vrata površine 6,96 m² koeficijenta prolaza topline od 2,9 W/m²K.

Površina vanjskog zida prema zraku iznosi 111,3 m² s koeficijentom prolaza topline od 0,286 W/m²K koji je jednak za sve tri etaže. Sastav vanjskog zida na prvom katu prikazan je u tablici 3.3.

Površina kosog krova iznosi 103,1 m² s koeficijentom prolaza topline od 0,211 W/m²K. Sastav kosog krova iznad drugog kata prikazan je u tablici 3.7.

Tablica 3.7. Sastav kosog krova

Materijal	Debljina sloja [cm]	Koeficijent toplinske vodljivosti [W/(m·K)]
Pokrov kupa kanalice		
Čvrsta bitumenska ploča	0,3	0,8
Paropropusna vodonepropusna membrana	0,02	0,5
Ekstrudirana polistirenska pjena (xPS)	4	0,04
Parna brana, bitumenska traka za zavarivanje	0,5	0,8
Daščana oplata	2,2	0,3
Paropropusna vodonepropusna folija	0,02	0,5
Polutvrde ploče mineralne vune	14	0,04
Parna brana	0,1	0,8
Gips kartonske ploče	7,5	1,67
Završna obrada		

Sada se mogu izračunati transmisijski toplinski gubici 2. kata. Proračun je prikazan u tablici 3.8.

Tablica 3.8. Transmisijski toplinski gubici 2. kata

Građevni dio	fk [-]	A [m ²]	U [W/m ² K]	A · U · fk [W/K]
Vanjski zid (prema zraku)	1	111,3	0,286	31,83
Prozori	1	7,88	1,3	10,24
Vrata s punim krilom	1	8,82	2,25	19,84
Obična vrata	1	6,96	2,9	20,18
Kosi krov	0,9	103,1	0,211	19,59
Ukupni koef. transmisijskih toplinskih gubitaka $H_{Tr} = \sum A \cdot U \cdot f_k$ [W/K]				101,7
Ukupni transm. toplinski gubici prizemlja $\Phi_T = H_T \cdot (\theta_{int} - \theta_e)$ [W]				2644

U tablici 3.9. nalazi se sumiran pregled transmisijskih toplinskih gubitaka stambene zgrade.

Tablica 3.9. Transmisijski toplinski gubici stambene zgrade

Etaža stambene zgrade	Transmisijski toplinski gubici [W]
Prizemlje	2355
1. kat	3403
2. kat	2644
Ukupno	8402

3.2.2. Ventilacijski toplinski gubici

Sljedeći proračun je napravljen po pojednostavljenom postupku:

$$\Phi_V = V_z \cdot c_z \cdot \rho_z \cdot (\theta_{int-ulaz} - \theta_e) \text{ [W]}$$

$$V_z = V_p \cdot n_z \text{ [m}^3\text{/h]}$$

gdje su:

- Φ_V – ventilacijski toplinski gubici, [W]
- V_z – potrebni volumni protok zraka, [m³/h]
- ρ_z – gustoća zraka, [kg/m³]
- c_z – specifični toplinski kapacitet zraka, [J/kgK]
- $\theta_{int-ulaz}$ – temperatura ubacivanja zraka u prostor, [°C]
- θ_e – vanjska projektna temperatura, [°C]
- V_p – volumen prostora, [m³]
- n_z – potreban broj izmjena zraka, [h⁻¹]

Iz toplinskih tablica očitavaju se vrijednosti ρ_z i c_{pz} za zrak: [10]

ρ_z – gustoća zraka, [kg/m³]

$$\rho_z \cong 1,2 \text{ kg/m}^3$$

c_{pz} – specifični toplinski kapacitet zraka, [J/kgK]

$$c_{pz} \cong 1010 \text{ J/kgK}$$

Volumen stambene zgrade:

$$V_p = 870 \text{ m}^3$$

Broj izmjena zraka za prirodnu ventilaciju zimi (svi spojevi dobro zabrtvljeni, bez ventilacijskih otvora prema vanjskom okolišu) iznosi:

$$n_z = 0,5 \text{ h}^{-1}$$

$$\theta_{int-ulaz} = 22 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\theta_e = -6 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

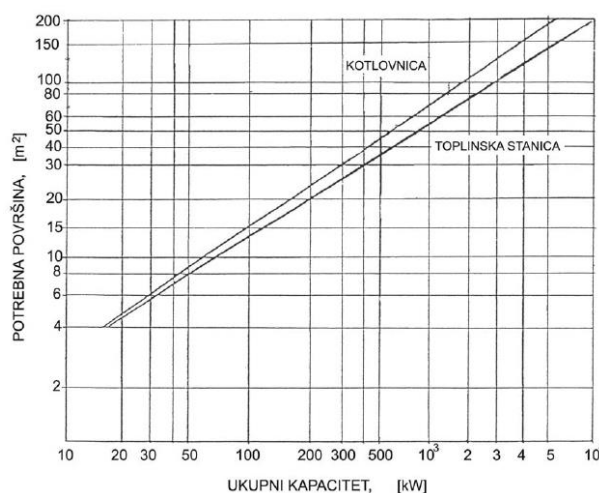
$$V_z = V_p \cdot n_z = 870 \cdot 0,5 = 435 \text{ m}^3/\text{h} = 0,12083 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\Phi_{V1} = V_z \cdot c_z \cdot \rho_z \cdot (\theta_{int-ulaz} - \theta_e) = 0,12083 \cdot 1010 \cdot 1,2 \cdot (22 + 6) = \mathbf{4100 \text{ W}}$$

Ukupni toplinski gubici zimi su:

$$\Phi_{UK} = \Phi_T + \Phi_V = 8402 + 4100 = \mathbf{12502 \text{ W} = 12,502 \text{ kW}}$$

Prema dijagramu na slici 3.3 može se prema ukupnim toplinskim gubicima odrediti potrebna površina kotlovnice.



Slika 3.3. Dijagram za određivanje potrebne površine kotlovnice i toplinske stanice [9]

Tako potrebna površina kotlovnice za ukupni kapacitet od 12,502 kW iznosi oko 4 m², što je puno manje od projektirane površine kotlovnice od 8,44 m².

3.3. Proračun dobitaka topline – ljeto

Izvori topline u ljetnom razdoblju računaju se prema normi VDI 2078, a podijeljeni su na:

1. unutrašnji toplinski dobici Φ_I (toplinski dobici od ljudi, rasvjete, strojeva, susjednih prostorija,...)
2. vanjski toplinski dobici Φ_A (toplinski dobici kroz zidove i staklene plohe transmisijom i zračenjem)

3.3.1. Unutrašnji toplinski dobici

$$\Phi_I = \Phi_P + \Phi_M + \Phi_E + \Phi_R$$

gdje su:

- Φ_P – toplinski dobici od ljudi, [W]
 Φ_M – toplinski dobici od različitih električnih uređaja, [W]
 Φ_E – toplinski dobici od rasvjete, [W]
 Φ_R – toplinski dobici od susjednih prostorija, [W]

$$\Phi_P = N \cdot \Phi_{ukupna}$$

- N – broj osoba, [-]
 Φ_{ukupna} – ukupni osjetni toplinski dobici (osjetni+latentni) koje odaje jedna osoba, [W]

Broj osoba koje mogu boraviti u kući predviđen je prema broju ležaja. Naime, postoji 5 spavaćih soba s 10 ležaja. Prema tome broj osoba jednak je 10. Ukupni osjetni toplinski dobici pri unutarnjoj temperaturi prostora stambene zgrade od 26 °C iznose 115 W (slika 3.4). Toplinski dobici od ljudi tada iznosi:

$$\Phi_P = N \cdot \Phi_{ukupna} = 10 \cdot 115 = \mathbf{1150\ W}$$

		[°C]	18	20	22	23	24	25	26
Ljudi koji ne vrše fizički rad	$Q_{osjetna}$	[W]	100	95	90	85	75	75	70
	$Q_{latentna}$	[W]	25	25	30	35	40	40	45
	Q_{ukupna}	[W]	125	120	120	120	115	115	115
	od.v.p*	[g/h]	35	35	40	50	60	60	65
Srednje težak rad	Q_{ukupna}	[W]	270	270	270	270	270	270	270
	$Q_{osjetna}$	[W]	155	140	120	115	110	105	95

* odavanje vodene pare, [g/h]

Slika 3.4. Toplinski dobici od ljudi Φ_P [11]

Toplinski dobici od električnih uređaja nisu uzeti u obzir prilikom proračuna jer na arhitektonskom nacrtu ne postoje električni uređaji. Isto tako ne postoje rasvjetna tijela na istom, stoga i taj dio toplinskog toka se ne uzima u obzir pri izradi proračuna. Naposljetku, toplinski dobici od susjednih prostorija su zanemareni.

3.3.2. Vanjski toplinski dobici

$$\Phi_A = \Phi_W + \Phi_F = \Phi_W + (\Phi_T + \Phi_S)$$

gdje su:

- Φ_W – transmisijski toplinski dobici kroz zidove, [W]
- Φ_F – toplinski dobici kroz staklene površine-prozore, [W]
- Φ_T – transmisijski toplinski dobici kroz staklene površine-prozore, [W]
- Φ_S – toplinski dobici kroz staklene površine-prozore zračenjem, [W]

3.3.2.1. Transmisijski toplinski dobici kroz zidove i staklene površine-prozore

Toplina koja prodire izvana kroz zidove, ostakljenja i krov prema unutra. Prolaz topline opisan je također općepoznatom jednadžbom:

$$\Phi_{W+T} = A \cdot U \cdot (\theta_e - \theta_{int})$$

gdje su:

- Φ_{W+T} – transmisijski toplinski dobici kroz zidove, staklene površine-prozore i krov, [W]
- A – površina plohe, [m²]
- U – koeficijent prolaza topline, [W/m²K]
- θ_e – vanjska projektna temperatura (ljeto), [°C]
- θ_{int} – unutarnja projektna temperatura (ljeto), [°C]
- LJETO $\rightarrow (\theta_e - \theta_{int}) = (32 - 26) = 6$ °C

Zbog preglednijeg proračuna isti će biti prikazan tablično. Sve površine preko kojih stambena zgrada može dobiti toplinu bit će navedene u tablici 3.10. Zgrada će biti promatrana kao cjelina, a ne po etažama.

Tablica 3.10. Transmisijski toplinski dobici

Građevni dio	$(\theta_e - \theta_{int})$ [-]	A [m ²]	U [W/m ² K]	A · U · Δθ [W]
Vanjski zid (prema zraku)	6	369,69	0,286	634,39
Vanjski zid (prema tlu)	6	50,19	0,284	85,52
Prozori	6	23,6	1,3	184,08
Vrata s punim krilom	6	43,38	2,25	585,63
Obična vrata	6	14,88	2,9	258,91
Ravni krov terase	6	24,12	0,442	63,97
Kosi krov	6	103,14	0,211	130,57
Ukupni transmisijski toplinski dobici $\Phi_{W+T} = \sum A \cdot k \cdot (\theta_e - \theta_{int})$ [W]				1943

3.3.2.2. Toplinski dobici kroz staklene površine zračenjem

$$\Phi_s = I_{max} \cdot A_s \cdot b + I_{dif\ max} \cdot A_{sjena} \cdot b$$

gdje su:

 I_{max} – maksimalna vrijednost ukupnog sunčevog zračenja, [W/m²] $I_{dif\ max}$ – maksimalna vrijednost difuznog sunčevog zračenja, [W/m²] A_s – osunčana površina stakla, [m²] A_{sjena} – zasjenjena površina stakla [m²] A – ukupna površina stakla $A = A_s + A_{sjena}$, [m²] b – koeficijent propusnosti sunčevog zračenja, [-]

Zasjenjeni dio prozora → prima samo difuzno sunčevo zračenje

Osunčani dio prozora → prima i direktno i difuzno sunčevo zračenje

Podaci očitani za grad Rijeku uslijed nedostupnosti podataka:

$$I_{max} = 575 \text{ W/m}^2$$

$$I_{dif\ max} = 102 \text{ W/m}^2$$

$$b = F_W \cdot g_{\perp} \cdot F_C = 0,9 \cdot 0,7 \cdot 0,3 = 0,189$$

gdje su:

- F_W – faktor smanjenja zbog ne okomitog upada sunčevog zračenja, $F_W = 0,9$
- g_{\perp} – stupanj propuštanja ukupnog zračenja okomito na ostakljenje kada pomično zasjenjenje nije uključeno (trostruko izolirajuće staklo s dva stakla niske emisije – dvije Low-E obloge), $g_{\perp} = 0,7$
- F_C – faktor smanjenja zbog sjene od pomičnog zasjenjenja (žaluzine, rolete), $F_C = 0,3$

Proračun će opet biti prikazan tablično radi preglednosti.

Tablica 3.11. Površina ostakljenja prema orijentaciji

Orijentacija ostakljenja	Sjever	Jug	Istok	Zapad
Broj ostakljenja	7	13	8	12
Površina ostakljenja [m ²]	12,78	36,08	12,88	19

Tablica 3.12. Toplinski dobici kroz staklene površine zračenjem

Orijentacija ostakljenja	I [W/m ²]	A [m ²]	b [-]	I · A · b [W]
Sjever	102	12,78	0,189	246,37
Jug	575	36,08	0,189	3920
Istok	102	12,88	0,189	248,3
Zapad	102	19	0,189	366,28
Ukupni toplinski dobici zračenjem $\Phi_S = \sum I \cdot A \cdot b$ [W]				4782

3.3.3. Ventilacija

Entalpija vlažnog zraka (zrak + vodena para) h [kJ/kg] → Mollier-ov dijagram za vlažni zrak

$$h = h_L + x \cdot h_D$$

gdje su:

- h_L – entalpija zraka, [kJ/kg]
- h_D – entalpija vodene pare, [kJ/kg]
- x – sadržaj vlage, [-]

Tablica 3.13. Stanje zraka

Stanje zraka	θ [°C]	Φ [%]	h [kJ/kg]
Vanjski zrak (e) – Krk	32	40	63
Zrak u prostoriji (int)	26	50	53
Ubačeni zrak u prostoriju	25	40	46

$$\Phi_h = \frac{V_z}{3,6} \cdot \rho_z \cdot (h_e - h_{int-ulaz}) \text{ [W]}$$

pri čemu su:

Φ_h – rashladni učinak hladnjaka, [W]

V_z – potrebni volumni protok zraka, [m³/h]

ρ_z – gustoća zraka, [kg/m³]

h_e – entalpija vanjskog zraka, [kJ/kg]

$h_{int-ulaz}$ – entalpija zraka ubačenog u prostoriju, [kJ/kg]

Broj izmjena zraka za prirodnu ventilaciju ljeti (svi spojevi dobro zabrtvljeni, s malim brojem ventilacijskih otvora prema vanjskom okolišu) je nešto veći od onog zimi zbog veće vlažnosti zraka te iznosi:

$$n_z = 0,6 \text{ h}^{-1}$$

Volumen stambene zgrade je 870 m³. Shodno tome potrebni volumni protok zraka:

$$V_z = V_e \cdot n_z = 870 \cdot 0,6 = 522 \text{ m}^3/\text{h}$$

Tada je:

$$Q_h = \frac{V_z}{3,6} \cdot \rho_z \cdot (h_e - h_{int-ulaz}) = \frac{522}{3,6} \cdot 1,2 \cdot (63 - 46) = \mathbf{2958 \text{ W}}$$

Ukupni toplinski dobici ljeti su:

$$Q = Q_P + Q_{W+T} + Q_S + Q_H = 1150 + 1943 + 4782 + 2958 = \mathbf{10833 \text{ W}}$$

4. GODIŠNJA POTREBNA TOPLINSKA ENERGIJA ZA GRIJANJE ZGRADE [12]

Potrebna toplinska energija za grijanje i hlađenje određuju se prema normi HRN EN ISO 13790. Godišnja potrebna toplinska energija za grijanje $Q_{H,nd}$ je računski određena količina topline koju sustavom grijanja treba tijekom jedne godine dovesti u zgradu za održavanje unutarnje projektne temperature u zgradi tijekom razdoblja grijanja zgrade.

Potrebna toplinska energija za grijanje:

$$Q_{H,nd,cont} = Q_{H,ht} - \eta_{H,gn} Q_{H,gn} \text{ [kWh]}$$

gdje su:

- $Q_{H,nd,cont}$ – potrebna toplinska energija za grijanje pri kontinuiranom radu [kWh],
- $Q_{H,ht}$ – ukupno izmijenjena toplinska energija u periodu grijanja [kWh],
- $Q_{H,gn}$ – ukupni toplinski dobici zgrade u periodu grijanja (ljudi, uređaji, rasvjeta i sunčevo zračenje) [kWh],
- $\eta_{H,gn}$ – faktor iskorištenja toplinskih dobitaka [-].

4.1. Ulazni podaci proračuna

Potrebni ulazni podaci za proračun $Q_{H,nd}$ [kWh]:

Klimatski podaci:

Srednja vanjska temperatura za proračunski period na godišnjoj razini (Primorska Hrvatska):

$$\vartheta_e = 14,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Srednja dozračena sunčeva energija za proračunski period u mjesecima za nagib od 90° [MJ/m^2] je prikazana u tablici 4.1. Nagib od 90° je srednji dnevni nagib upada sunčeve energije.

Tablica 4.1. Srednja dozračena sunčeva energija za proračunski period u mjesecima [MJ/m²]

Mj./strana svijeta	Sjever	Jug	Istok	Zapad
Siječanj	64	309	144	144
Veljača	81	371	205	205
Ožujak	133	419	317	317
Travanj	167	361	383	383
Svibanj	208	337	452	452
Lipanj	212	316	477	477
Srpanj	210	341	500	500
Kolovoz	186	376	444	444
Rujan	139	426	363	363
Listopad	103	485	287	287
Studen	67	342	163	163
Prosinac	56	289	126	126

Proračunski parametri:

Unutarnja proračunska temperatura pojedinih temperaturnih zona (jedna temperaturna zona):

$$t_{int} = 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Podaci o zgradi:

Površina zidova prema vanjskom zraku:

$$A_{zid} = 370 \text{ m}^2$$

Površina ostakljenja:

$$A_{pr} = 82 \text{ m}^2$$

Površina poda prema tlu:

$$A_g = 103,47 \text{ m}^2$$

Korisna površina zgrade:

$$A_K = 328 \text{ m}^2$$

Bruto obujam, obujam grijanog dijela zgrade:

$$V_e = 870 \text{ m}^3$$

Neto obujam, obujam grijanog dijela zgrade u kojem se nalazi zrak:

$$V = 0,76 \cdot V_e = 0,76 \cdot 870 = 661 \text{ m}^3$$

Udio ploštine prozora u ukupnoj ploštini pročelja:

$$f = 0,22$$

Podaci o termotehničkim sustavima:

- Način grijanja zgrade – ventilokonvektorima
- Izvori energije koji se koriste za grijanje i pripremu PTV-a – podzemna voda i električna energija (za pogon kompresora)
- Vrsta ventilacije – prirodna
- Vođenje i regulacija sustava grijanja – automatska
- Karakteristike unutarnjih izvora topline – bez informacija

Rezultati proračuna:

Izlazni rezultati proračuna prema HRN EN ISO 13790 su mjesečni podaci za svaku zonu i ukupni sezonski podaci:

- REŽIM GRIJANJA
 - transmisijski toplinski gubici
 - ventilacijski toplinski gubici
 - unutarnji toplinski dobici (ljudi, rasvjeta, uređaji)
 - ukupni toplinski dobici od sunčeva zračenja
 - faktor iskorištenja toplinskih dobitaka za grijanje
 - broj dana grijanja u mjesecu/godini
 - potrebna toplinska energija za grijanje svedena na grijani prostor
- REŽIM HLAĐENJA

4.2. Proračunske zone

Vrijednosti unutarnje projektne temperature prostorija nisu veće od 4 °C stoga nema podjele na proračunske zone. Proračun prema normi HRN EN ISO 13790 provodi se tako da se cijela zgrada tretira kao *jedna zona*.

4.3. Proračun godišnje potrebne toplinske energije za grijanje $Q_{H,nd}$

Sumiranje se provodi za sve mjesece u godini ako su vrijednosti mjesečne potrebne toplinske energije za grijanje pozitivne. Sustav grijanja je s kontinuiranim radom.

Proračun $Q_{H,nd,cont}$ uključuje sljedeći izraz:

$$Q_{H,nd,cont} = Q_{Tr} + Q_{Ve} - \eta_{H,gn}(Q_{int} + Q_{sol}) \text{ [kWh]}$$

gdje su:

- Q_{Tr} – izmijenjena toplinska energija transmisijom za proračunsku zonu [kWh],
- Q_{Ve} – potrebna toplinska energija za ventilaciju/klimatizaciju za proračunsku zonu [kWh],
- $\eta_{H,gn}$ – faktor iskorištenja toplinskih dobitaka [-],
- Q_{int} – unutarnji toplinski dobici zgrade (ljudi, uređaji, rasvjeta) [kWh],
- Q_{sol} – toplinski dobici od Sunčeva zračenja [kWh]

Izmijenjena toplinska energija transmisijom i ventilacijom proračunske zone za promatrani period računa se pomoću koeficijenta toplinske izmjene topline H [W/K]:

$$Q_{Tr} = \frac{H_{Tr}}{1000} (\vartheta_{int,H} - \vartheta_e) t \text{ [kWh]}$$

$$Q_{Ve} = \frac{H_{Ve}}{1000} (\vartheta_{int,H} - \vartheta_e) t \text{ [kWh]}$$

gdje su:

- H_{Tr} – koeficijent transimisijske izmjene topline proračunske zone [W/K],
- H_{Ve} – koeficijent ventilacijske izmjene topline proračunske zone [W/K],
- $\vartheta_{int,H}$ – unutarnja postavna temperatura grijane zone [°C],
- $\vartheta_{e,m}$ – srednja vanjska temperatura za proračunski period (sat ili mjesec) [°C],
- t – trajanje proračunskog razdoblja [h],
- $\Phi_{m,g}$ – toplinski tok izmjene topline s tlom za proračunski mjesec [W]

4.3.1. Izmijenjena toplinska energija transmisijom

Koeficijent transmisijske izmjene topline H_{Tr} određuje se za svaki mjesec prema normi HRN EN ISO 13789 iz sljedećeg izraza:

$$H_{Tr} = H_D + H_U + H_A + H_{g,m} \text{ [W/K]}$$

gdje su:

- H_D – koeficijent transmisijske izmjene topline prema vanjskom okolišu [W/K],
- H_U – koeficijent transmisijske izmjene topline kroz negrijani/nehlađeni prostor prema vanjskom okolišu [W/K],
- H_A – koeficijent transmisijske izmjene topline prema susjednoj zgradi [W/K],
- $H_{g,m}$ – koeficijent transmisijske izmjene topline prema tlu za proračunski mjesec [W/K]

Koeficijent transmisijske izmjene topline od grijanog prostora prema vanjskom okolišu H_D računa se pomoću površine građevinskih elemenata A_k , koeficijenata prolaska topline pojedinih građevinskih elemenata U_k (W/m²K), uzimajući u račun i dodatak za toplinske mostove. Pojednostavljen proračun glasi:

$$H_D = \sum A_k (U_k + \Delta U_{TM}) \text{ [W/K]}$$

$\Delta U_{TM} = 0,05 \text{ W/m}^2\text{K}$ – toplinski most projektiran u skladu s katalogom dobrih rješenja toplinskih mostova

U tablici 4.2 se nalazi tablični proračun koeficijenta transmisijske izmjene topline od grijanog prostora prema vanjskom okolišu koji u obzir uzima toplinski most od $0,05 \text{ W/m}^2\text{K}$ projektiran u skladu s katalogom dobrih rješenja toplinskih mostova.

Tablica 4.2. Koeficijent transmisije izmjene topline od grijanog prostora prema vanjskom okolišu

Građevni dio	A [m ²]	U [W/m ² K]	H_D [W/K]
Vanjski zid (prema zraku)	369,69	0,286	124,21
Vanjski zid (prema tlu)	50,19	0,284	16,76
Prozori	23,6	1,3	31,86
Vrata s punim krilom	43,38	2,25	99,77
Obična vrata	14,88	2,9	43,9
Ravni krov terase	24,12	0,442	11,87
Kosi krov	103,14	0,211	26,91
Ukupni transmisijski toplinski gubici prema vanjskom okolišu			355,3

Izmijenjena toplinska energija transmisijom između grijanog prostora i tla (HRN EN 13370:2007)

Kako bi se uzela u obzir toplinska tromost tla te prikladna temperaturna razlika kod izmjene topline s tlom proračun se provodi na mjesečnoj bazi i to prema normi HR EN ISO 13370, dodatak A.

Koeficijent transmisije izmjene topline prema tlu za proračunski period, H_g , iznosi:

$$H_{g,m} = \frac{\Phi_m}{\vartheta_{int,m} - \vartheta_{e,m}} \text{ [W/K]}$$

gdje su:

- Φ_m – toplinski tok izmjene topline s tlom za proračunski mjesec [W],
- $\vartheta_{int,m}$ – unutarnja postavna temperatura za proračunski mjesec [°C],
- $\vartheta_{e,m}$ – srednja vanjska temperatura za proračunski mjesec [°C]

Za poznate srednje mjesečne temperature vanjskog zraka toplinski tok izmjene topline s tlom za proračunski mjesec može se pojednostavljeno računati prema sljedećem izrazu:

$$\Phi_m = H_g(\bar{\vartheta}_{int} - \vartheta_e) - H_{pi}(\bar{\vartheta}_{int} - \vartheta_{int,m}) + H_{pe}(\bar{\vartheta}_e - \vartheta_{e,m}) \text{ [W]}$$

gdje su:

- H_g – stacionarni koeficijent transmisije izmjene topline prema tlu [W/K],
 H_{pi} – unutarnji periodički koeficijent transmisije izmjene topline [W/K],
 H_{pe} – vanjski periodički koeficijent transmisije izmjene topline [W/K],
 $\bar{\vartheta}_{int}$ – srednja godišnja unutarnja temperatura [°C],
 $\bar{\vartheta}_e$ – srednja godišnja vanjska temperatura [°C],
 $\vartheta_{int,m}$ – unutarnja temperatura za proračunski mjesec m [°C], (zimski mjeseci: siječanj, veljača, ožujak, travanj, listopad, studeni, prosinac; ljetni mjeseci: svibanj, lipanj, srpanj, kolovoz i rujan) $\vartheta_{e,m}$ – vanjska temperatura za proračunski mjesec m
 m – broj mjeseca (od $m = 1$ za siječanj do $m = 12$ za prosinac)

Tablica 4.3. Vanjska temperatura zraka po mjesecima

Mjesec	Vanjska temp. [°C]	Φ_m [W]	H_{gm} [W/K]	H_{Tr} [W/K]	Broj sati [h ⁻¹]
Siječanj	5,9	328,1117	23,27034	286,5196	744
Veljača	6,3	320,2292	23,3744	286,6236	672
Ožujak	9,2	263,0811	24,35936	287,6086	744
Travanj	12,9	190,1679	26,78422	290,0334	720
Svibanj	17,9	257,5095	31,7913	295,0405	744
Lipanj	21,6	Ljetni mjeseci			720
Srpanj	24,3				744
Kolovoz	24,1				744
Rujan	18,9	237,8033	33,49342	296,7426	720
Listopad	14,7	154,6967	29,18805	292,4373	744
Studen	10,4	239,4336	24,941	288,1902	720
Prosinac	6,8	310,3761	23,51334	286,7626	744
Prosjeck ili ukupno	14,5	-	-	-	8760

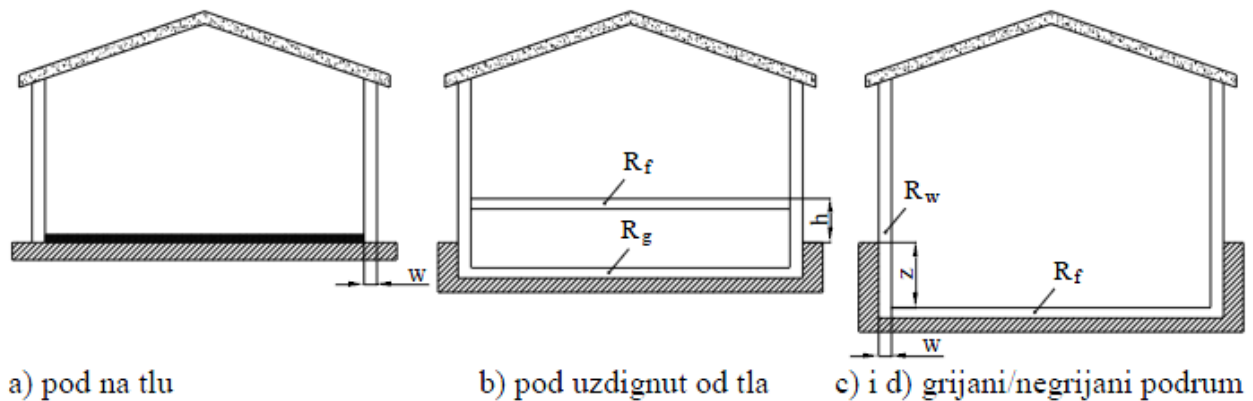
Stacionarni koeficijent transmisije izmjene topline prema tlu računa se prema izrazu:

$$H_g = A_g \cdot U = 103,47 \cdot 0,274 = 28,38 \text{ W/K}$$

gdje su:

- A_g – površina poda [m²],
 U – koeficijent prolaska topline između unutarnjeg i vanjskog prostora [W/m²K]

Koeficijent prolaska topline i koeficijenti H_{pi} i H_{pe} računaju se posebno za slučaj poda na tlu prikazanog pod a) na slici 4.1.



Slika 4.1. Različite izvedbe poda [12]

Karakteristična dimenzija poda B' potrebna za proračun U , računa se iz sljedećeg izraza:

$$B' = \frac{A_g}{0,5P} = \frac{103,47}{0,5 \cdot 59,87} = 3,45 \text{ m}$$

gdje su:

A_g – površina poda [m^2],

P – ukupna dužina vanjskih zidova koji odvajaju grijani prostor od vanjskog okoliša (izloženi opseg poda) [m], $P = 59,87 \text{ m}$

Izloženi opseg poda P predstavlja ukupnu duljinu vanjskih zidova koji odvajaju unutarnji prostor od vanjskog okoliša.

Pod na tlu

Način proračuna koeficijenta prolaska topline U za pod na tlu u ovisnosti o d_t :

- za $d_t \geq B'$ – dobro izolirani podovi:

$$U = \frac{\lambda}{0,457 \cdot B' + d_t} = \frac{2}{0,457 \cdot 3,45 + 5,71} = 0,274 \text{ W/m}^2\text{K}$$

gdje je:

$$d_t = w + \lambda(R_{si} + R_f + R_{se}) = 0,422 + 2 \cdot (0,17 + 2,47 + 0) = 5,71 \text{ m}$$

- d_t – ekvivalentna debljina poda [m],
 B' – karakteristična dimenzija poda [m],
 λ – koeficijent toplinske provodljivosti tla, uzima se $\lambda = 2 \text{ W/mK}$,
 w – ukupna debljina zida [m],
 R_{si} – plošni unutarnji toplinski otpor $R_{si} = 0,17 \text{ m}^2\text{K/W}$,
 R_f – toplinski otpor podne konstrukcije [$\text{m}^2\text{K/W}$]. Napomena: Pri proračunu toplinskog otpora podne konstrukcije zanemaruje se toplinski otpor tankih podnih obloga velike toplinske provodljivosti. Toplinski otpor armirano-betonske podne ploče uzima se u obzir.
 R_{se} – plošni vanjski toplinski otpor [$\text{m}^2\text{K/W}$], $R_{se} = 0$

Unutarnji periodički koeficijent transmisije izmjene topline H_{pi} [W/K] za pod na tlu računa se prema sljedećem izrazu:

$$H_{pi} = A_g \frac{\lambda}{d_t} \sqrt{\frac{2}{(1 + \delta/d_t)^2 + 1}} = 103,47 \cdot \frac{2}{5,71} \sqrt{\frac{2}{(1 + 3,2/5,71)^2 + 1}} = 27,6 \text{ W/K}$$

Vanjski periodički koeficijent transmisije izmjene topline H_{pe} [W/K] za pod na tlu računa se prema sljedećem izrazu:

$$H_{pe} = 0,37 \cdot P \cdot \lambda \cdot \ln\left(\frac{\delta}{d_t} + 1\right) = 0,37 \cdot 59,87 \cdot 2 \cdot \ln\left(\frac{3,2}{5,71} + 1\right) = 19,7 \text{ W/K}$$

gdje je:

- A_g – površina poda [m^2]
 δ – periodička dubina prodiranja uzima se u ovisnosti o tipu tla prema podacima danim u sljedećoj tablici [m], vrijednost je uzeta za pijesak ili šljunak

Tablica 4.4. Periodička dubina prodiranja ovisno o vrsti tla [12]

Kategorija	Vrsta tla	δ [m]
1	Glinasto ili muljevito tlo	2,2
2	Pijesak ili šljunak	3,2
3	Homogena stijena	4,2

4.3.2. Potrebna toplinska energija za ventilaciju

Potrebna toplinska energija za ventilaciju Q_{Ve} računa se prema Algoritmu za ventilaciju/klimatizaciju. U nastavku su dani osnovni izrazi radi lakšeg povezivanja dvaju algoritama.

Potrebna toplinska energija za ventilaciju/klimatizaciju zgrade može se iskazati kao:

$$Q_{Ve} = Q_{Ve,inf} + Q_{Ve,win} + Q_{H,Ve,mech} = 1761,88 + 1884,72 = 3649,1 \text{ kWh}$$

gdje su:

$Q_{Ve,inf}$ – potrebna toplinska energija uslijed infiltracije vanjskog zraka [kWh],

$Q_{Ve,win}$ – potrebna toplinska energija uslijed prozračivanja otvaranjem prozora [kWh],

$Q_{H,Ve,mech}$ – potrebna toplinska energija u GViK sustavu kod zagrijavanja zraka [kWh]

Potrebna toplinska energija uslijed infiltracije:

$$Q_{Ve,inf} = \frac{H_{Ve,inf}(\vartheta_{int} - \vartheta_e)}{1000} t = \frac{62 \cdot (20 - 14,5)}{1000} \cdot 5088 = 1761,88 \text{ kWh}$$

Koeficijent izmjene topline uslijed infiltracije:

$$H_{Ve,inf} = n_{inf} V \rho_a c_{p,a} = \frac{0,28}{3600} \cdot 661,2 \cdot 1,2 \cdot 1005 = 62 \text{ W/K}$$

gdje su:

n_{inf} – broj izmjena zraka uslijed infiltracije [h^{-1}],

V – volumen zraka u zoni [m^3],

ρ_a – gustoća zraka, $\rho_a = 1,2 \text{ [kg/ m}^3\text{]}$,

$c_{p,a}$ – specifični toplinski kapacitet zraka, $c_p = 1005 \text{ [J/kg K]}$

Broj izmjena zraka uslijed infiltracije ako nema mehaničke ventilacije ili je mehanička ventilacija balansirana:

$$n_{inf} = e_{wind} n_{50} = 0,07 \cdot 4 = 0,28$$

gdje su:

n_{50} – broj izmjena zraka pri narinutoj razlici tlaka od 50 Pa (h^{-1}), $n_{50} = 4$

e_{wind}, f_{wind} – faktori zaštićenosti zgrade od vjetra [-], $e_{wind} = 0,07$ (izloženo više fasada)

Stambena zgrada pripada kategoriji II tj. zgradama koje će tek biti završene i za koje se ne planiraju raditi testiranja zrakopropusnosti. Zgrada je srednje zaklonjena drvećem.

Potrebna toplinska energija uslijed prozračivanja:

$$Q_{Ve,win} = \frac{H_{Ve,win}(\vartheta_{int} - \vartheta_e)}{1000} t = \frac{66,45 \cdot (20 - 14,5)}{1000} \cdot 5088 = 1887,72 \text{ kWh}$$

Koeficijent izmjene topline topline uslijed prozračivanja:

$$H_{Ve,win} = n_{win} V \rho_a c_{p,a} = \frac{0,3}{3600} \cdot 661,2 \cdot 1,2 \cdot 1005 = 66,45 \text{ W/K}$$

gdje je:

$$n_{win} \quad - \text{ broj izmjena zraka uslijed otvaranja prozora [h-1], } n_{win} = 0,3$$

Potrebna toplinska energija uslijed mehaničke ventilacije/klimatizacije:

$$Q_{Ve,mech} = \frac{H_{Ve,mech}(\vartheta_{int} - \vartheta_e)}{1000} t \text{ [kWh]}$$

U slučaju kad nema mehaničke ventilacije mora za stambene i nestambene zgrade vrijediti (prema tehničkom propisu koji se odnosi na o racionalnu uporabu energije i toplinsku zaštitu u zgradama)

$$n_{unf} + n_{win} = \max\{n_{inf} + n_{win}; 0,5\}$$

4.3.3. Ukupni toplinski dobici za proračunski period

$$Q_{H,gn} = Q_{int} + Q_{sol} \text{ [kWh]}$$

4.3.3.1. Unutarnji toplinski dobici

Unutarnji toplinski dobici Q_{int} od ljudi i uređaja računaju se s vrijednošću 5 W/m^2 ploštine korisne površine za stambene prostore, a 6 W/m^2 za nestambene prostore. Proračun je po mjesecima.

$$Q_{int} = \frac{q_{spec} A_K \cdot t}{1000} \text{ [kWh]}$$

gdje su:

- q_{spec} – specifični unutarnji dobitak po m^2 korisne površine, $5 \text{ [W/m}^2\text{]}$
- A_K – korisna površina [m^2],
- t – proračunsko vrijeme [h] (Tablica 4.5)

Tablica 4.5. Broj dana i sati u mjesecu [12]

<i>Mjesec</i>	<i>Broj dana</i>	<i>Vrijeme, h</i>	<i>Q_{int}</i>
Siječanj	31	744	1220,16
Veljača	28	672	1102,08
Ožujak	31	744	1220,16
Travanj	30	720	1180,8
Svibanj	31	744	1220,16
Lipanj	30	720	1180,8
Srpanj	31	744	1220,16
Kolovoz	31	744	1220,16
Rujan	30	720	1180,8
Listopad	31	744	1220,16
Studen	30	720	1180,8
Prosinac	31	744	1220,16
Godina	365	8760	14366,4

4.3.3.2. Toplinski dobici od Sunčeva zračenja

Solarni toplinski dobici za promatrani vremenski period t (h):

$$Q_{sol} = \sum Q_{sol,k} + \sum (1 - b_{tr}) Q_{sol,u,l} \text{ [kWh]}$$

gdje su:

- $Q_{sol,k}$ – srednja dozračena energija sunčevog zračenja kroz k -ti građevni dio u grijani prostor [kWh],
- $Q_{sol,u}$ – srednja dozračena energija sunčevog zračenja kroz l -ti građevni dio u susjedni negrijani prostor [kWh],
- b_{tr} – faktor smanjenja za susjedni negrijani prostor s unutarnjim toplinskim izvorom l prema HRN EN ISO 13789 [-]

Srednja dozračena energija sunčevog zračenja kroz građevni dio zgrade k :

$$Q_{sol,k} = \frac{F_{sh,ob} S_{s,k} A_{sol,k}}{3,6} - \frac{F_{r,k} \Phi_{r,k} t}{1000} \text{ [kWh]}$$

gdje su:

- $F_{sh,ob}$ – faktor zasjenjena od vanjskih prepreka direktnom upadu sunčevog zračenja,
- $S_{s,k}$ – srednja dozračena energija sunčevog zračenja na površinu građevnog dijela k za promatrani period [MJ/m²],
- $A_{sol,k}$ – efektivna površina građevnog elementa (otvora, zida) k na koju upada sunčevo zračenje [m²],
- $F_{r,k}$ – faktor oblika između otvora k i neba (za nezasjenjeni vodoravni krov $F_{r,k} = 1$, za nezasjenjeni okomiti zid $F_{r,k} = 0,5$),
- $\Phi_{r,k}$ – toplinski tok zračenjem od površine otvora k prema nebu [W],
- t – proračunsko vrijeme [h] (tablica 4.5)

Efektivna površina građevnog elementa (otvora, zida) k na koju upada sunčevo zračenje:

$$A_{sol,k} = F_{sh,gl} g_{gl} (1 - F_F) A_{pr} \text{ [m}^2\text{]}$$

gdje su:

- $g_{gl} = F_W \cdot g_{\perp}$ – ukupna propusnost Sunčeva zračenja okomito na ostakljenje kada pomično zasjenjenje nije uključeno [-],
- F_W – faktor smanjenja zbog ne okomitog upada sunčevog zračenja, $F_W = 0,9$,

- g_{\perp} – stupanj propuštanja ukupnog zračenja okomito na ostakljenje kada pomično zasjenjenje nije uključeno (trostruko izolirajuće staklo s dva stakla niske emisije – dvije Low-E obloge), $g_{\perp} = 0,7$
- $F_{sh,gl}$ – faktor smanjenja zbog sjene pomičnog zasjenjenja,
- F_F – udio ploštine prozorskog okvira u ukupnoj površini prozora (0,3)
- A_{pr} – ukupna površina prozora [m^2]

Faktor smanjenja zbog sjene od pomičnog zasjenjenja računa se prema sljedećem izrazu:

$$F_{sh,gl} = \frac{(1 - f_{with})g_{gl} + f_{with}g_{gl+sh}}{g_{gl}} \quad [-]$$

gdje su:

$g_{gl+sh} = F_W \cdot g_{\perp} \cdot F_C$ – ukupna propusnost Sunčeva zračenja kroz prozirne elemente s uključenom pomičnom zaštitom

F_C – faktor smanjenja zbog sjene od pomičnog zasjenjenja (žaluzine, rolete), $F_C = 0,3$

f_{with} – udio vremena s uključenom pomičnom zaštitom, $f_{with} = \{S; I; J; Z - 0; 0,47; 0,88; 0,45\}$

Faktor zasjenjenja od vanjskih prepreka direktnom upadu sunčevog zračenja:

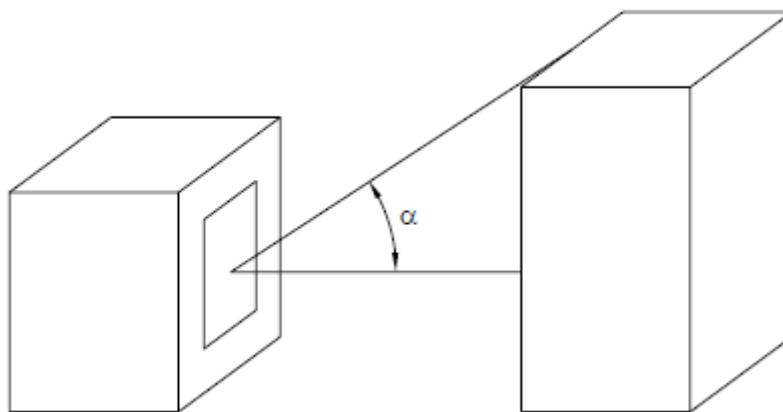
$$F_{sh,ob} = F_{hor}F_{ov}F_{fin} = 1 \cdot 1 \cdot 1 = 1 \quad [-]$$

gdje su:

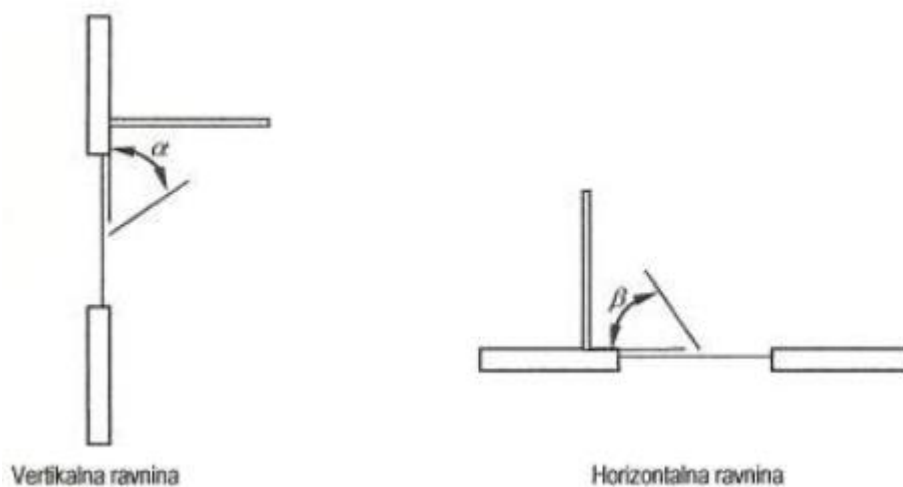
F_{hor} – parcijalni faktor zasjenjenja zbog konfiguracije terena u ovisnosti o orijentaciji plohe, kuta horizonta i zemljopisnoj širini (za kut horizonta na slici 4.2 $\alpha = 0^\circ$, $F_{hor} = 1$ za sve strane svijeta)

F_{ov} – parcijalni faktor zasjenjenja zbog gornjih elemenata prozorskog otvora u ovisnosti o orijentaciji plohe, kutu gornjeg zasjenjenja α , zemljopisnoj širini (slika 4.3), za $\alpha = 0^\circ$, $F_{ov} = 1$

F_{fin} – parcijalni faktor zasjenjenja zbog bočnih elemenata prozorskog otvora u ovisnosti o orijentaciji plohe, kutu bočnog prozorskog zasjenjenja β , zemljopisnoj širini (slika 4.3), za $\beta = 0^\circ$, $F_{fin} = 1$



Slika 4.2. Kut zaklonjenosti zgrade [12]



Slika 4.3. Prozorsko zasjenjenje: a) vertikalna ravnina, b) horizontalna ravnina [12]

4.3.4. Faktor iskorištenja toplinskih dobitaka za grijanje

Faktor iskorištenja toplinskih dobitaka $\eta_{H,gn}$ (unutarnjih dobitaka i dobitaka od sunčevog zračenja) funkcija je efektivnog toplinskog kapaciteta zgrade i računa se na sljedeći način:

$$\eta_{H,gn} = \frac{1 - y_H^{a_H}}{1 - y_H^{a_H+1}}$$

za $y_H > 0$ i $y_H \neq 1$ [-]

gdje su:

- a_H – bezdimenzijski parametar ovisan o vremenskoj konstanti zgrade τ [-],
- y_H – omjer toplinskih dobitaka i ukupne izmijenjene topline transmisijom i ventilacijom u režimu grijanja

$$y_H = \frac{Q_{H,gn}}{Q_{H,ht}} [-]$$

Bezdimenzijski parametar računa se iz sljedećeg izraza:

$$a_H = a_o + \frac{\tau}{\tau_{H,o}} [-]$$

gdje je:

$\tau_{H,o}$ – referentna vremenska konstanta za grijanje; za mjesečni proračun iznosi 15 h

Vremenska konstanta zgrade τ (h):

$$\tau = \frac{C_m/3600}{H_{tr} + H_{ve}} [h]$$

gdje su:

- C_m – efektivni toplinski kapacitet grijanog dijela zgrade (zone) [J/K],
- H_{Tr} – koeficijent transmisijske izmjene topline proračunske zone [W/K],
- H_{Ve} – koeficijent ventilacijske izmjene topline proračunske zone [W/K]

C_m se može odrediti na sljedeći način:

$$C_m = 370 \text{ kJ/m}^2\text{K} \cdot A_f$$

- za zgrade s masivnim unutarnjim i vanjskim zidovima pri čemu je A_f [m²] površina kondicionirane zone zgrade s vanjskim dimenzijama

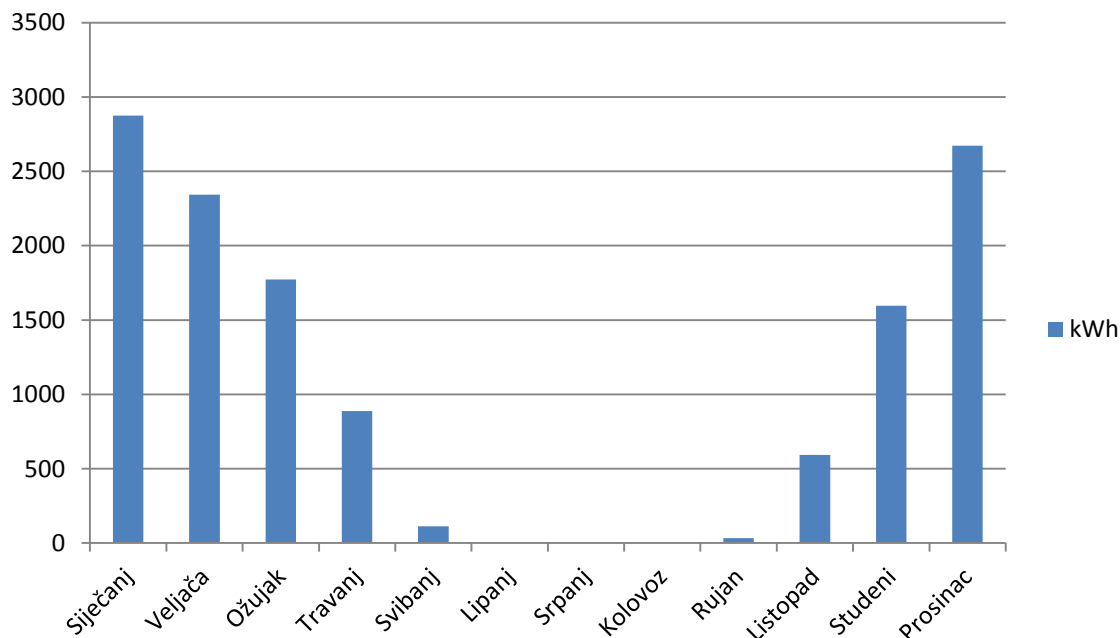
4.4. Rezultati proračuna godišnje potrebne toplinske energije za grijanje $Q_{H,nd}$

Poradi jednostavnosti i preglednosti sljedeći proračun bit će prikazan tablično za proračun prema mjesecima, a sve prema formulama u prethodnim poglavljima. Proračun je izvršen pomoću programskog paketa Microsoft Excel, a prikazan je u tablici 4.6.

Tablica 4.6. Energija za grijanje prema mjesecima

Energija	Transmisijski gubici Q_{Tr} , [kWh]	Ventilacijski gubici Q_{Ve} , [kWh]	Ukupni gubici $Q_{H,ht}$, [kWh]	Unutarnji dobici Q_{int} , [kWh]	Solarni dobici Q_{sol} , [kWh]	Ukupni dobici $Q_{H,gn}$, [kWh]	Omjer dobitaka i gubitaka y_H	Faktor smanjenja $\eta_{H,gn}$	Toplinska energija za grijanje $Q_{H,nd}$, [kWh]
Mjesec									
Siječanj	3005,705	1347,714	4353,419	1220,16	1008,527	2228,687	0,51194	0,663061	2875,663
Veljača	2638,772	1182,757	3821,529	1102,08	1300,589	2402,669	0,628719	0,615579	2342,497
Ožujak	2310,992	1032,291	3343,284	1220,16	1730,983	2951,143	0,882708	0,532577	1771,574
Travanj	1482,651	656,7446	2139,395	1180,8	1822,656	3003,456	1,403881	0,417087	886,6936
Svibanj	460,9713	200,7233	661,6946	1220,16	1997,145	3217,305	4,86222	0,17089	111,8898
Lipanj	Ljetni mjeseci – nema grijanja			1180,8	2020,513	3201,313	-	-	0
Srpanj				1220,16	2118,497	3338,657	-	-	0
Kolovoz				1220,16	2021,163	3241,323	-	-	0
Rujan	235,0202	101,7492	336,7693	1180,8	1860,929	3041,729	9,032083	0,099809	33,17626
Listopad	1153,139	506,5875	1659,726	1220,16	1745,107	2965,267	1,7866	0,359764	592,9301
Studeni	1991,971	887,9927	2879,963	1180,8	1122,944	2303,744	0,799921	0,557062	1596,636
Prosinac	2816,238	1261,69	4077,927	1220,16	915,2162	2135,376	0,523643	0,657975	2672,903
Ukupno	16095,46	7178,249	23273,71	14366,4	19664,27	34030,7			12884

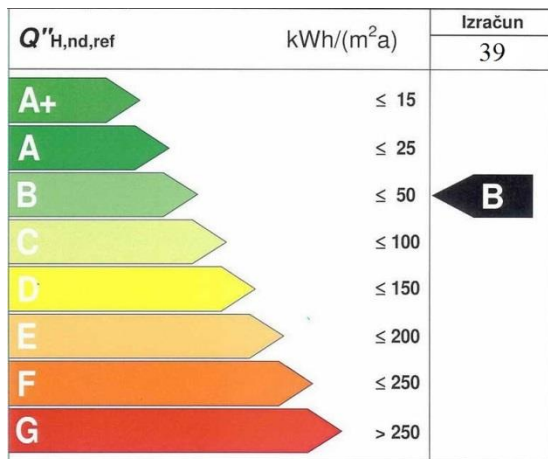
U posljednjem retku tablice 4.6 je prikazana toplinska energija za grijanje po mjesecima, a zbroj iste za svih 12 mjeseci odnosno za 9 mjeseci u kojima je potrebno grijanje (siječanj, veljača, ožujak, travanj, svibanj, listopad, studeni, prosinac) iznosi 12884 kWh. Na slici 4.4 je prikazana raspodjela potrebne toplinske energije za grijanje po mjesecima izražena u kWh.



Slika 4.4. Raspodjela potrebne toplinske energije za grijanje po mjesecima

Na prethodnoj slici se vrlo jasno vidi da je najviše energije potrebno u pravim zimskim mjesecima (siječanj, veljača i prosinac). U dva ljetna mjeseca (svibanj i rujan) postoji mala količina potrebne energije za grijanje zbog mogućeg hladnijeg dana koji se manifestira u nešto nižoj temperaturi od prosječne mjesečne. Ako se ukupna potrebna toplinska energija za grijanje podijeli s ukupnom grijanom površinom stambene zgrade koja iznosi 328 m² dobije se sljedeće:

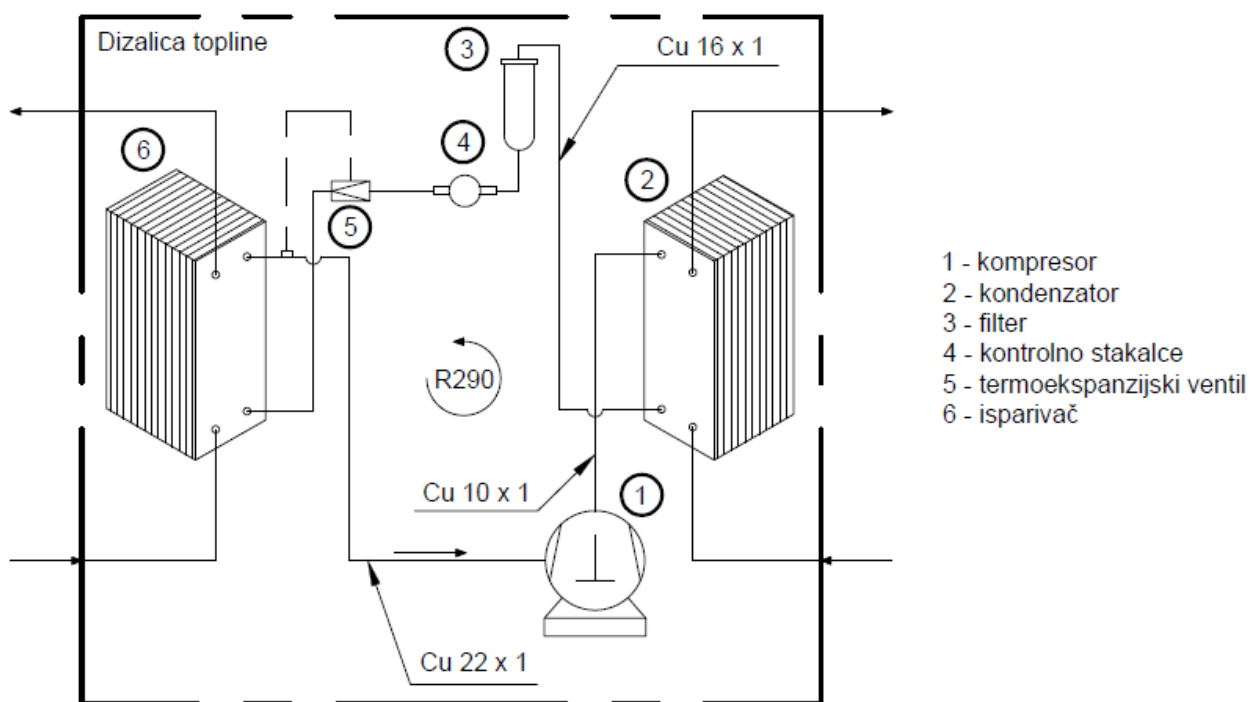
$$Q_{H.nd.ref} = \frac{Q_{H.nd}}{A_K} = \frac{12884}{328} = 39,28 \text{ kWh/m}^2\text{a}$$



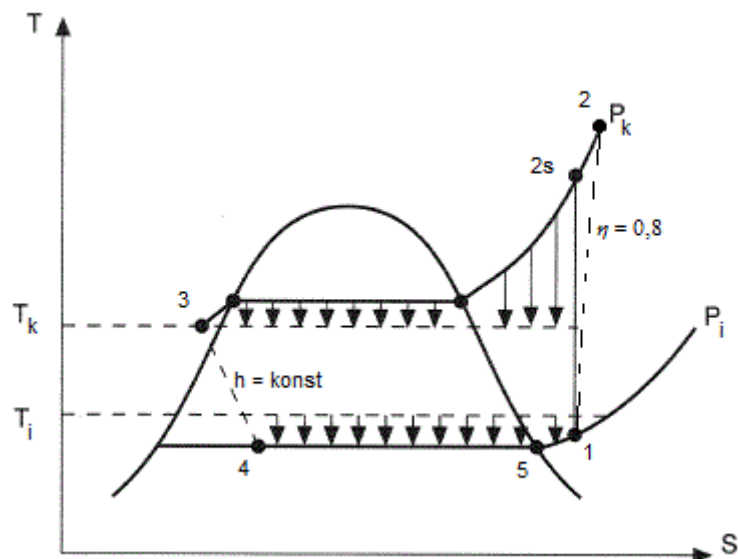
Slika 4.5. Energetski razred B

5. TERMODINAMIČKI PRORAČUN KOMPONENTI DIZALICE TOPLINE

Toplinski tok potreban za grijanje iznosi 12,5 kW, što je ujedno i toplinski tok na kondenzatoru. Za temperaturni režim grijanja 47/42 °C odabrana je temperatura kondenzacije od 50 °C. Pothlađenje radne tvari iznosi 3 °C. Za izvor topline u obliku podzemne vode koja je na konstantnoj temperaturi od 13 °C odabrana je temperatura isparavanja jednaka 4 °C uz pregrijanje radne tvari od 5 °C. Kao radna tvar za krug dizalice topline odabrana je prirodna radna tvar R290 (propan), ponajviše zbog malog utjecaja na okoliš. Paziti treba na njegovu zapaljivost. Na slici 5.1 prikazana je shema uređaja dizalice topline, a shema spajanja i automatske regulacije sustava grijanja i hlađenja nalazi se u prilogu diplomskog rada. Na slici 5.2 i tablici 5.1 prikazane su točke termodinamičkog procesa dizalice topline.



Slika 5.1. Shema spajanja i automatske regulacije sustava grijanja i hlađenja



Slika 5.2. Termodinamički proces dizalice topline u T-s dijagramu

Tablica 5.1. Veličine stanja radne tvari u karakteristični točkama procesa

Broj točke	Temperatura [°C]	Tlak [bar]	Entalpija [kJ/kg]	Entropija [kJ/kgK]
1	9	5,3	587	2,4
2s	58,98	17,1	643,94	2,4
2	65,02	17,1	658,17	
3	47	17,1	328,82	
4	5	5,3	328,82	
5	5	5,3	578,933	

Izentropski stupanj djelovanja kompresora:

$$\eta_c = \frac{h_1 - h_{2s}}{h_1 - h_2} = 0,8$$

Maseni protok radne tvari:

$$q_{mRT} = \frac{\Phi_K}{h_2 - h_3} = \frac{12,5}{658,17 - 328,82} = 0,0379 \text{ kg/s}$$

Učinak isparivača:

$$\Phi_I = q_{mRT} \cdot (h_1 - h_4) = 0,0379 \cdot (587 - 328,82) = 9,8 \text{ kW}$$

Snaga kompresora:

$$P_C = q_{mRT} \cdot (h_2 - h_1) = 0,0379 \cdot (658,17 - 587) = 2,7 \text{ kW}$$

Toplinski množitelj dizalice topline:

$$\varepsilon_{gr}(COP) = \frac{\Phi_K}{P_C} = \frac{12,5}{2,7} = 4,62$$

5.1. Termodinamički proračun pločastog kondenzatora

Potreban učinak kondenzatora iznosi:

$$\Phi_K = 12,5 \text{ kW}$$



Slika 5.3. Oblici pločastih izmjenjivača topline [13]

5.1.1. Veličine radnih medija kondenzatora

5.1.1.1. Procesne veličine – ulazni podaci [10]

Voda:

- $\vartheta_{wu} = 42 \text{ }^{\circ}\text{C}$ – temperatura vode na ulazu u kondenzator
- $\vartheta_{wi} = 47 \text{ }^{\circ}\text{C}$ – temperatura vode na izlazu iz kondenzatora
- $\Delta\vartheta_w = \vartheta_{wi} - \vartheta_{wu} = 5 \text{ }^{\circ}\text{C}$ – razlika temperatura izlaz-ulaz
- $c_{pw} = 4,179 \text{ kJ/kgK}$ – specifični toplinski kapacitet vode pri srednjoj temperaturi
- $\rho_w = 990,2 \text{ kg/m}^3$ – gustoća vode pri srednjoj temperaturi

Maseni protok vode:

$$q_{mw} = \frac{\Phi_I}{(c_{pw} \cdot \Delta\vartheta_w)} = \frac{12,5}{4,179 \cdot 5} = 0,5982 \text{ kg/s}$$

Radna tvar R290:

$\vartheta_k = 50\text{ }^{\circ}\text{C}$	– temperatura kondenzacije radne tvari
$h_3 = 328,82\text{ kJ/kg}$	– entalpija radne tvari na izlazu iz kondenzatora
$h_2 = 658,17\text{ kJ/kg}$	– entalpija radne tvari na ulazu u kondenzator
$\Delta h_{23} = 329,35\text{ kJ/kg}$	– specifični učinak kondenzatora
$q_{mRT} = 0,0379\text{ kg/s}$	– maseni protok radne tvari

5.1.1.2. Tablična svojstva radnih medija**Voda (za 45 °C):**

$c_w = 4,179\text{ kJ/kgK}$	– specifični toplinski kapacitet vode
$\eta_w = 596,06 \cdot 10^{-6}\text{ Pas}$	– dinamički viskozitet vode
$\lambda_w = 0,63735\text{ W/(m}\cdot\text{K)}$	– koeficijent toplinske vodljivosti vode
$\rho_w = 990,2\text{ kg/m}^3$	– gustoća vode
$Pr = 3,9083$	– Prandtlova značajka vode

Kondenzat R290 (pri temperaturi 50 °C):

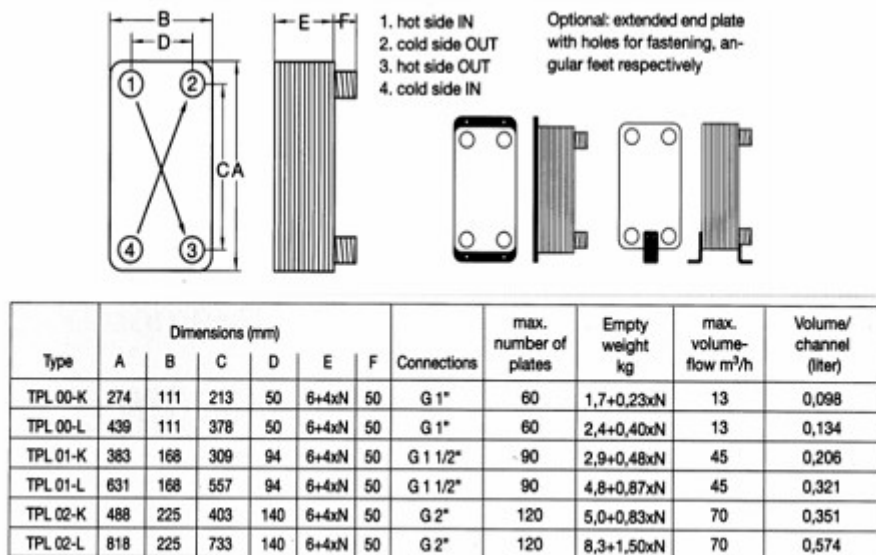
$c_{fl} = 3,1233\text{ kJ/kgK}$	– specifični toplinski kapacitet
$\eta_{fl} = 73,42 \cdot 10^{-6}\text{ Pa s}$	– dinamički viskozitet radne tvari
$\lambda_{fl} = 0,0811\text{ W/(m}\cdot\text{K)}$	– koeficijent toplinske vodljivosti
$\rho_{fl} = 448,43\text{ kg/m}^3$	– gustoća radne tvari

Para R290 (pri temperaturi 50 °C):

$c_{fv} = 2,4984\text{ kJ/kgK}$	– specifični toplinski kapacitet
$\eta_{fv} = 9,95 \cdot 10^{-6}\text{ Pa s}$	– dinamički viskozitet radne tvari
$\lambda_{fv} = 0,0234\text{ W/(m}\cdot\text{K)}$	– koeficijent toplinske vodljivosti
$\rho_{fv} = 38,7\text{ kg/m}^3$	– gustoća radne tvari

5.1.1.3. Odabrane dimenzije pločastog kondenzatora

Dimenzije pločastog kondenzatora preuzete su iz kataloga proizvođača Frigotherm. Odabran je pločasti kondenzator tipa TPL 00-K prikazan na slici 5.4.



Slika 5.4. Tipovi pločastih kondenzatora [14]

Odabrane dimenzije:

$$L = 0,274 \text{ m}$$

– visina kondenzatora

$$H = 0,111 \text{ m}$$

– širina kondenzatora

$$\beta = 60^\circ$$

– kut orebrenja izmjenjivača

$$\Phi = 1,22$$

– faktor površine isparivača (22 % povećanje površine je tipična vrijednost za tehničke ploče metala) [15]

$$b = 0,002 \text{ m}$$

– dubina orebrenja (širina kanala)

$$d_e = 2 \cdot \left(\frac{b}{\Phi} \right) = 2 \cdot \frac{0,002}{1,22} = 0,0033 \text{ m}$$

– ekvivalentni promjer kanala

$$N = 30$$

– broj ploča kondenzatora (dobiven iterativnim proračunom)

$$A_c = H \cdot b = 0,1 \cdot 0,002 = 0,0002 \text{ m}^2$$

– površina jednog kanala

5.1.2. Prijelaz topline na strani vode

Broj kanala za strujanje vode:

$$N_s = \frac{N}{2} = \frac{30}{2} = 15$$

Brzina strujanja vode kroz kanal:

$$w_s = \frac{q_{mw}}{A_c \rho_w N_s} = \frac{0,5982}{0,0002 \cdot 990,2 \cdot 15} = 0,181 \text{ m/s}$$

Reynoldsov broj:

$$Re_s = \frac{w_s d_e \rho_w}{\eta_w} = \frac{0,181 \cdot 0,0033 \cdot 990,2}{0,00059606} = 988,17$$

Prandtlova značajka:

$$Pr = 3,9083$$

Nusseltova značajka računa se prema proračunu Wanniarachchi (ASHRAE Fundamentals 3. 31, Table 18.). Vrijedi za:

- $Re = 1 - 10^4$
- $\Phi = 20^\circ - 62^\circ$ [lit]

Faktori potrebni za proračun Nusseltova broja:

$$Nu_l = 3,65 \cdot \beta^{-0,455} \cdot \Phi^{0,661} \cdot Re_s^{0,339} = 3,65 \cdot 60^{-0,455} \cdot 1,22^{0,661} \cdot 988,17^{0,339} = 6,69$$

$$m = 0,646 + 0,0011\beta = 0,646 + 0,0011 \cdot 60 = 0,712$$

$$Nu_t = 12,6 \cdot \beta^{-1,142} \cdot \Phi^{1-m} Re_s^m = 12,6 \cdot 60^{-1,142} \cdot 1,22^{1-0,712} \cdot 988,17^{0,712} = 16,86$$

$$Nu_s = (Nu_l^3 + Nu_t^3)^{1/3} \cdot Pr^{1/3} = (6,69^3 + 16,86^3)^{1/3} \cdot 3,9083^{1/3} = 27,1$$

Koeficijent prijelaza topline na strani vode:

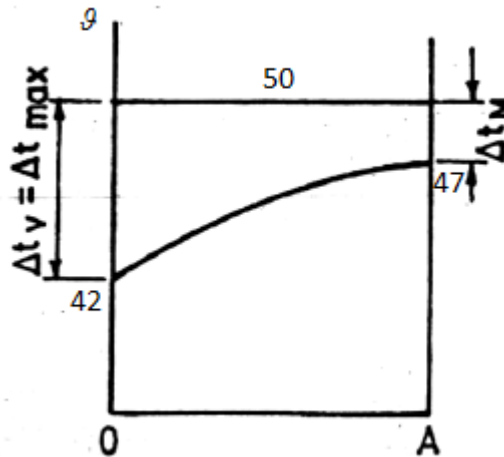
$$\alpha_w = \frac{Nu_s \cdot \lambda_w}{d_e} = \frac{27,1 \cdot 0,63735}{0,0033} = 5268,6 \text{ W/m}^2\text{K}$$

5.1.3. Prijelaz topline na strani radne tvari R290

Prema Lazareku i Blacku – dvofazno strujanje u jako tankim cijevima

Pretpostavljen toplinski tok je izračunat iterativnim postupkom i iznosi:

$$q_A = 8953 \text{ W/m}^2$$



Slika 5.5. Dijagram izmjene topline u pločastom kondenzatoru [16]

Srednja logaritamska razlika temperatura:

$$\Delta\vartheta_m = \frac{\Delta\vartheta_{max} - \Delta\vartheta_{min}}{\ln \frac{\Delta\vartheta_{max}}{\Delta\vartheta_{min}}} = \frac{(\vartheta_k - \vartheta_{wu}) - (\vartheta_k - \vartheta_{wi})}{\ln \frac{(\vartheta_k - \vartheta_{wu})}{(\vartheta_k - \vartheta_{wi})}} = \frac{(50 - 42) - (50 - 47)}{\ln \frac{(50 - 42)}{(50 - 47)}} = 5,09 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Broj kanala za strujanje radne tvari:

$$N_f = \frac{N}{2} - 1 = \frac{30}{2} - 1 = 14$$

Maseni protok po m² poprečnog presjeka:

$$G = \frac{q_{mRT}}{A_c N_f} = \frac{0,0379}{0,0002 \cdot 14} = 12,21 \text{ kg/sm}^2$$

Razlika entalpija pri kondenzaciji:

$$\Delta h_k = 329,35 \text{ kJ/kg}$$

Boilingov broj:

$$Bo_A = \frac{q_A}{G \cdot \Delta h_k} = \frac{8953}{12,21 \cdot 329,35} = 0,00222$$

Viskoznost u ovisnosti o sadržaju pare:

$$\eta_x = \eta_{fl} + x \cdot (\eta_{fv} - \eta_{fl}) \text{ [Pas]}$$

Toplinska vodljivost u ovisnosti o sadržaju pare:

$$\lambda_x = \lambda_{fl} + x \cdot (\lambda_{fv} - \lambda_{fl}) \text{ [W/(m} \cdot \text{K)]}$$

Reynoldsov broj:

$$Re_f = \frac{G \cdot d_e}{\eta_x}$$

Nusseltov broj:

$$Nu_f = 30 \cdot Re_f^{0,875} \cdot Bo_A^{0,714}$$

Koeficijent prijelaza topline na strani radne tvari R290:

$$\alpha_f = \frac{Nu_{fi} \cdot \lambda_{xi}}{d_e} \text{ [W/m}^2\text{K]}$$

Tablica 5.2. Proračun koeficijenta prijelaza topline na strani radne tvari R290

Sadržaj pare, [-]	Viskoznost, [Pas]	Toplinska vodljivost, [W/(m·K)]	Reynoldsov broj, [-]	Nusseltov broj, [-]	Koeficijent prijelaza topline, [W/m²K]
0,4	4,8032E-05	0,05802	833,5552	137,747	2437,584
0,5	4,1685E-05	0,05225	960,4731	155,9334	2484,993
0,6	3,5338E-05	0,04648	1132,982	180,1813	2554,322
0,7	2,8991E-05	0,04071	1381,026	214,26	2660,37
0,8	2,2644E-05	0,03494	1768,121	265,9729	2834,393
0,9	1,6297E-05	0,02917	2456,73	354,6722	3155,466
1	0,00000995	0,0234	4023,851	546,1679	3898,001

Prosječni koeficijent prijelaza topline na strani radne tvari R290:

$$\alpha_{fA} = \frac{\alpha_{fi}}{7} = 2860,7 \text{ W/m}^2\text{K}$$

5.1.4. Provjera pretpostavke za toplinski tok i potrebne površine za izmjenu topline

$\lambda_c = 20 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$ – koeficijent toplinske vodljivosti ploče Fe-Ni

$\delta = 0,0006 \text{ m}$ – debljina ploče

Koeficijent prolaza topline:

$$k_A = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_w} + \frac{\delta}{\lambda_c} + \frac{1}{\alpha_{fA}}} = \frac{1}{\frac{1}{5268,6} + \frac{0,0006}{20} + \frac{1}{2860,7}} = 1756,35 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Toplinski tok:

$$q_A = k_A \cdot \Delta\vartheta_m = 1756,35 \cdot 5,09 = 8953,39 \text{ W/m}^2$$

Iteracija je točna jer je toplinski tok jednak pretpostavljenom.

Površina izmjene topline za odabrani izmjenjivač:

$$A_{UK1} = \Phi \cdot L \cdot H \cdot N = 1,22 \cdot 0,274 \cdot 0,111 \cdot 30 = 1,11 \text{ m}^2$$

Potrebna površina za izmjenu topline:

$$A_{UK2} = \frac{\Phi_K}{q_A} = \frac{12500}{8953,39} = 1,09 \text{ m}^2$$

Postotak predimenzioniranosti izmjenjivača:

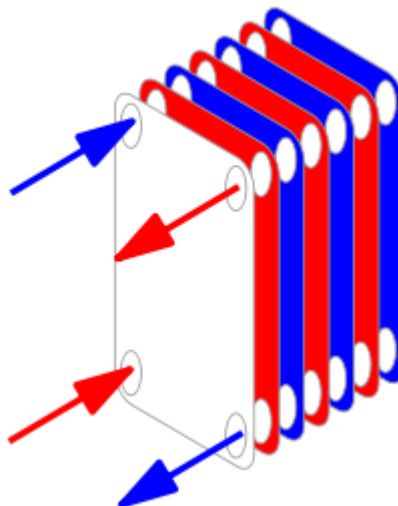
$$\Delta A = \frac{A_{UK1}}{A_{UK2}} \cdot 100 - 100 = \frac{1,11}{1,09} \cdot 100 - 100 = 1,71 \%$$

Projektirani pločasti kondenzator veći je za 1,71 % od teorijski potrebnog što je dovoljno dobro i sigurno za korištenje u sustavu dizalice topline.

5.2. Termodinamički proračun pločastog isparivača

Potreban učinak isparivača iznosi:

$$\Phi_I = 9,8 \text{ kW}$$



Slika 5.6. Izmjena topline u pločastom isparivaču [17]

5.2.1. Veličine radnih medija isparivača

5.2.1.1. Procesne veličine – ulazni podaci [10]

Voda:

$\vartheta_{wu} = 11 \text{ }^{\circ}\text{C}$ – temperatura vode na ulazu u isparivač

$\vartheta_{wi} = 8 \text{ }^{\circ}\text{C}$ – temperatura vode na izlazu iz isparivača

$\Delta\vartheta_w = \vartheta_{wu} - \vartheta_{wi} = 3 \text{ }^{\circ}\text{C}$ – razlika temperatura ulaz-izlaz

$c_{pw} = 4,1958 \text{ kJ/kgK}$ – specifični toplinski kapacitet vode pri srednjoj temperaturi

$\rho_w = 999,7 \text{ kg/m}^3$ – gustoća vode pri srednjoj temperaturi

Maseni protok vode:

$$q_{mw} = \frac{\Phi_I}{(c_{pw} \cdot \Delta\vartheta_w)} = \frac{9,8}{4,1958 \cdot 3} = 0,7785 \text{ kg/s}$$

Radna tvar R290:

$\vartheta_4 = 4\text{ }^{\circ}\text{C}$	– temperatura isparavanja
$\vartheta_1 = 9\text{ }^{\circ}\text{C}$	– temperatura pregrijanja
$h_4 = 328,82\text{ kJ/kg}$	– entalpija radne tvari na ulazu u isparivač
$h_5 = 578,93\text{ kJ/kg}$	– entalpija radne tvari na kraju isparavanja
$h_1 = 587\text{ kJ/kg}$	– entalpija radne tvari na izlazu iz isparivača
$\Delta h_{54} = 250,113\text{ kJ/kg}$	– specifični učinak isparivača
$q_{mRT} = 0,0379\text{ kg/s}$	– maseni protok radne tvari

5.2.1.2. Tablična svojstva radnih medija**Voda (za 10 °C):**

$c_w = 4,1958\text{ kJ/kgK}$	– specifični toplinski kapacitet
$\eta_w = 1305,9 \cdot 10^{-6}\text{ Pas}$	– dinamički viskozitet
$\lambda_w = 0,58\text{ W/(m}\cdot\text{K)}$	– koeficijent toplinske vodljivosti
$\rho_w = 999,7\text{ kg/m}^3$	– gustoća
$Pr = 9,4476$	– Prandtlova značajka

Kondenzat R290 (pri temperaturi 4 °C):

$c_{fl} = 2,5389\text{ kJ/kgK}$	– specifični toplinski kapacitet
$\eta_{fl} = 121,09 \cdot 10^{-6}\text{ Pa s}$	– dinamički viskozitet radne tvari
$\lambda_{fl} = 0,1034\text{ W/(m}\cdot\text{K)}$	– koeficijent toplinske vodljivosti
$\rho_{fl} = 523,478\text{ kg/m}^3$	– gustoća radne tvari

Para R290 (pri temperaturi 4 °C):

$c_{fv} = 1,8088\text{ kJ/kgK}$	– specifični toplinski kapacitet
$\eta_{fv} = 7,93 \cdot 10^{-6}\text{ Pa s}$	– dinamički viskozitet radne tvari
$\lambda_{fv} = 0,0163\text{ W/(m}\cdot\text{K)}$	– koeficijent toplinske vodljivosti
$\rho_{fv} = 11,64\text{ kg/m}^3$	– gustoća radne tvari

5.2.1.3. Odabrane dimenzije pločastog isparivača

Dimenzije pločastog isparivača preuzete su iz kataloga proizvođača Frigotherm. Odabran je pločasti isparivač tipa TPL 00-K prikazan na slici 5.4. Kondenzator i isparivač su istog tipa upravo zbog jednostavnijeg spajanja cijevnog razvoda sustava dizalice topline. Naime, promjeri cijevne prirubnice na kondenzatoru odnosno isparivaču su identični i iznose 1 inč.

$L = 0,274 \text{ m}$	– visina isparivača
$H = 0,111 \text{ m}$	– širina isparivača
$\beta = 60^\circ$	– kut orebrenja izmjenjivača
$\Phi = 1,22$	– faktor površine isparivača (22 % povećanje površine je tipična vrijednost za tehničke ploče metala) [15]
$b = 0,002 \text{ m}$	– dubina orebrenja (širina kanala)
$d_e = 2 \cdot \left(\frac{b}{\Phi}\right) = 2 \cdot \frac{0,002}{1,22} = 0,0033 \text{ m}$	– ekvivalentni promjer kanala
$N = 34$	– broj ploča isparivača (dobiven iterativnim proračunom)
$A_C = H \cdot b = 0,1 \cdot 0,002 = 0,0002 \text{ m}^2$	– površina jednog kanala

5.2.2. Prijelaz topline na strani vode

Broj kanala za strujanje vode:

$$N_S = \frac{N}{2} = \frac{34}{2} = 17$$

Brzina strujanja vode kroz kanal:

$$w_S = \frac{q_{mw}}{A_C \rho_w N_S} = \frac{0,7785}{0,0002 \cdot 999,7 \cdot 17} = 0,206 \text{ m/s}$$

Reynoldsov broj:

$$Re_S = \frac{w_S d_e \rho_w}{\eta_w} = \frac{0,206 \cdot 0,0033 \cdot 999,7}{0,00130598} = 517,32$$

Prandtlova značajka:

$$Pr = 9,4476$$

Nusseltova značajka računa se prema proračunu Wanniarachchi (ASHRAE Fundamentals 3. 31, Table 18.). Vrijedi za:

- $Re = 1 - 10^4$
- $\Phi = 20^\circ - 62^\circ$

Faktori potrebni za proračun Nusseltova broja:

$$Nu_l = 3,65 \cdot \beta^{-0,455} \cdot \Phi^{0,661} \cdot Re_s^{0,339} = 3,65 \cdot 60^{-0,455} \cdot 1,22^{0,661} \cdot 517,32^{0,339} = 5,37$$

$$m = 0,646 + 0,0011\beta = 0,646 + 0,0011 \cdot 60 = 0,712$$

$$Nu_t = 12,6 \cdot \beta^{-1,142} \cdot \Phi^{1-m} Re_s^m = 12,6 \cdot 60^{-1,142} \cdot 1,22^{1-0,712} \cdot 517,32^{0,712} = 10,63$$

$$Nu_s = (Nu_l^3 + Nu_t^3)^{1/3} \cdot Pr^{1/3} = (5,37^3 + 10,63^3)^{1/3} \cdot 9,4476^{1/3} = 23,41$$

Koeficijent prijelaza topline na strani vode:

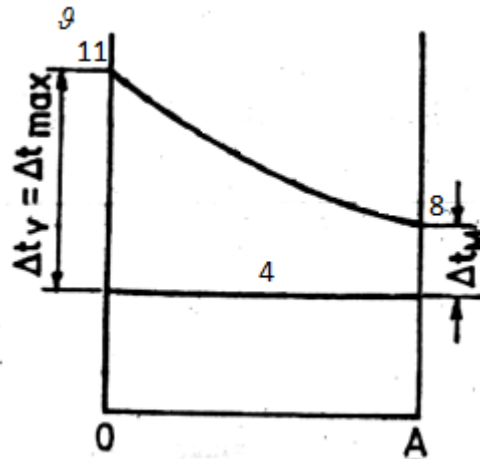
$$\alpha_w = \frac{Nu_s \cdot \lambda_w}{d_e} = \frac{23,41 \cdot 0,58}{0,0033} = 4141,8 \text{ W/m}^2\text{K}$$

5.2.3. Prijelaz topline na strani radne tvari R290

Prema Lazareku i Blacku – dvofazno strujanje u jako tankim cijevima

Pretpostavljen toplinski tok je izračunat iterativnim postupkom i iznosi:

$$q_A = 7805 \text{ W/m}^2$$



Slika 5.7. Dijagram izmjene topline u pločastom isparivaču [16]

Srednja logaritamska razlika temperatura:

$$\Delta\vartheta_m = \frac{\Delta\vartheta_{max} - \Delta\vartheta_{min}}{\ln \frac{\Delta\vartheta_{max}}{\Delta\vartheta_{min}}} = \frac{(\vartheta_{wu} - \vartheta_4) - (\vartheta_{wi} - \vartheta_4)}{\ln \frac{(\vartheta_{wu} - \vartheta_4)}{(\vartheta_{wi} - \vartheta_4)}} = \frac{(11 - 4) - (8 - 4)}{\ln \frac{(11 - 4)}{(8 - 4)}} = 5,36 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Broj kanala za strujanje radne tvari:

$$N_f = \frac{N}{2} - 1 = \frac{34}{2} - 1 = 16$$

Maseni protok po m^2 poprečnog presjeka

$$G = \frac{q_{mRT}}{A_c N_f} = \frac{0,0379}{0,0002 \cdot 16} = 10,68 \text{ kg/sm}^2$$

Razlika entalpija pri isparavanju:

$$\Delta h_i = 250,113 \text{ kJ/kg}$$

Boilingov broj:

$$Bo_A = \frac{q_A}{G \cdot \Delta h_i} = \frac{7805}{10,68 \cdot 250,113} = 0,00292$$

Viskoznost u ovisnosti o sadržaju pare:

$$\eta_x = \eta_{fl} + x \cdot (\eta_{fv} - \eta_{fl}) \text{ [Pas]}$$

Toplinska vodljivost u ovisnosti o sadržaju pare:

$$\lambda_x = \lambda_{fl} + x \cdot (\lambda_{fv} - \lambda_{fl}) \text{ [W/(m} \cdot \text{K)]}$$

Reynoldsov broj:

$$Re_f = \frac{G \cdot d_e}{\eta_x}$$

Nusseltov broj:

$$Nu_f = 30 \cdot Re_f^{0,875} \cdot Bo_A^{0,714}$$

Koeficijent prijelaza topline na strani radne tvari R290:

$$\alpha_f = \frac{Nu_{fi} \cdot \lambda_{xi}}{d_e} \text{ [W/m}^2\text{K]}$$

Tablica 5.3. Proračun koeficijenta prijelaza topline na strani radne tvari R290

Sadržaj pare, [-]	Viskoznost, [Pas]	Toplinska vodljivost, [W/(m·K)]	Reynoldsov broj, [-]	Nusseltov broj, [-]	Koeficijent prijelaza topline, [W/m²K]
0,4	7,5826E-05	0,06856	462,0138	99,77814	2086,441
0,5	0,00006451	0,05985	543,0578	114,9351	2098,054
0,6	5,3194E-05	0,05114	658,5828	136,065	2122,301
0,7	4,1878E-05	0,04243	836,5408	167,7408	2170,758
0,8	3,0562E-05	0,03372	1146,282	220,9745	2272,635
0,9	1,9246E-05	0,02501	1820,256	331,1909	2526,341
1	0,00000793	0,0163	4417,737	719,4693	3576,842

Srednji koeficijent prijelaza topline na strani radne tvari R290:

$$\alpha_{fA} = \frac{\alpha_{fi}}{7} = 2407,6 \text{ W/m}^2\text{K}$$

5.2.4. Provjera pretpostavke za toplinski tok i potrebne površine za izmjenu topline

$\lambda_C = 20 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$ – koeficijent toplinske vodljivosti ploče Fe-Ni

$\delta = 0,0006 \text{ m}$ – debljina ploče

Koeficijent prolaza topline:

$$k_A = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_w} + \frac{\delta}{\lambda_C} + \frac{1}{\alpha_{fA}}} = \frac{1}{\frac{1}{4141,8} + \frac{0,0006}{20} + \frac{1}{2407,6}} = 1456,04 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Toplinski tok:

$$q_A = k_A \cdot \Delta\vartheta_m = 1456,04 \cdot 5,36 = 7805,6 \text{ W/m}^2$$

Iteracija je točna jer je toplinski tok jednak pretpostavljenom.

Površina izmjene topline za odabrani izmjenjivač:

$$A_{UK1} = \Phi \cdot L \cdot H \cdot N = 1,22 \cdot 0,274 \cdot 0,111 \cdot 34 = 1,26 \text{ m}^2$$

Potrebna površina za izmjenu topline:

$$A_{UK2} = \frac{\Phi_I}{q_A} = \frac{9800}{7805,6} = 1,25 \text{ m}^2$$

Postotak predimenzioniranosti izmjenjivača:

$$\Delta A = \frac{A_{UK1}}{A_{UK2}} \cdot 100 - 100 = \frac{1,26}{1,25} \cdot 100 - 100 = 0,5 \%$$

Projektirani pločasti isparivač veći je za 0,5 % od teorijski potrebnog što je dovoljno dobro i sigurno za korištenje u sustavu dizalice topline.

5.3. Odabir kompresora

Teoretska snaga kompresora:

$$P_C = 2,16 \text{ kW}$$

Izentropski stupanj djelovanja kompresora:

$$\eta_C = 0,8$$

Stvarna snaga kompresora:

$$P = \frac{P_C}{\eta_C} = \frac{2,16}{0,8} = 2,7 \text{ kW}$$

Potrebna električna snaga kompresora je 2,7 kW, pri temperaturi isparavanja 4 °C i temperaturi kondenzacije 50 °C. Za radnu tvar R290 odabran je Bitzer kompresor Ecoline P serije. Detaljni tehnički podaci kompresora prikazani su u tablici 5.4, tehnička dokumentacija kompresora je u prilogu, a kompresor je prikazan na slici 5.8.

Tablica 5.4. Tehnički podaci kompresora [18]

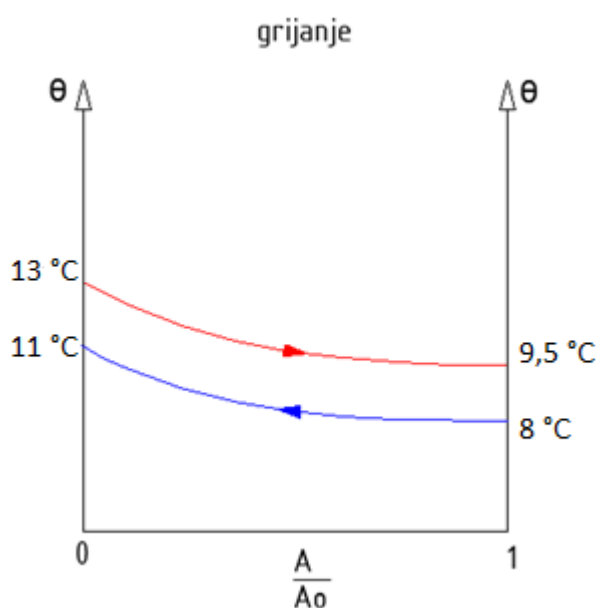
Broj modela	2CES – 4Y	
Serijska	CE2	
Broj cilindara	2	
Napon/faza [V]	415 / trofazni	
Nominalna snaga [kW/ks]	2,98/4	
Volumni protok [m ³ /h]	16,2	
Volumen ulja [l]	1,5	
Ušisni vod [inč]	7/8	
Tlačni vod [inč]	5/8	
Dimenzije [mm]	Duljina	398
	Širina	259
	Visina	307
Masa [kg]	70	



Slika 5.8. Bitzer kompresor 2CES – 4Y [19]

5.4. Proračun pločastog međuizmjenjivača

Međuizmjenjivač je aparat koji izmjenjuje toplinu između crpne podzemne vode i povratne vode iz isparivača. Međuizmjenjivač radi u režimu grijanja i hlađenja. U režimu grijanja međuizmjenjivač hladi crpnu vodu iz podzemlja s temperature 13 °C na 10 °C pomoću povratne vode iz isparivača koja se tada zagrijava s 8 °C na 11 °C. Proces izmjene topline prikazan je na slici 5.9. Proračun međuizmjenjivača prikazan je u nastavku.



Slika 5.9. Dijagram međuizmjenjivača u režimu grijanja

5.4.1. Veličine radnih medija međuizmjenjivača

5.4.1.1. Procesne veličine – ulazni podaci

Voda u krugu isparivača:

- $\vartheta_{wi} = 11 \text{ }^{\circ}\text{C}$ – temperatura vode na izlazu iz međuizmjenjivača
 $\vartheta_{wu} = 8 \text{ }^{\circ}\text{C}$ – temperatura vode na ulazu u međuizmjenjivač
 $\Delta\vartheta_w = \vartheta_{wi} - \vartheta_{wu} = 3 \text{ }^{\circ}\text{C}$ – razlika temperatura izlaz-ulaz
 $c_{pw} = 4,1958 \text{ kJ/kgK}$ – specifični toplinski kapacitet vode pri srednjoj temperaturi
 $\rho_w = 999,7 \text{ kg/m}^3$ – gustoća vode pri srednjoj temperaturi

Maseni protok vode u krugu isparivača:

$$q_{mw} = \frac{\Phi_I}{(c_{pw} \cdot \Delta\vartheta_w)} = \frac{9,8}{4,1958 \cdot 3} = 0,7785 \text{ kg/s}$$

Podzemna voda:

- $\vartheta_{wu} = 13 \text{ }^{\circ}\text{C}$ – temperatura podzemne vode na ulazu u međuizmjenjivač
 $\vartheta_{wi} = 9,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$ – temperatura podzemne vode na izlazu iz međuizmjenjivača
 $\Delta\vartheta_w = \vartheta_{wu} - \vartheta_{wi} = 3,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$ – razlika temperatura ulaz-izlaz
 $c_{pw} = 4,1926 \text{ kJ/kgK}$ – specifični toplinski kapacitet podzemne vode pri srednjoj temperaturi
 $\rho_w = 999,4 \text{ kg/m}^3$ – gustoća vode pri srednjoj temperaturi

Maseni protok podzemne vode:

$$q_{mw} = \frac{\Phi_I}{(c_{pw} \cdot \Delta\vartheta_w)} = \frac{9,8}{4,1926 \cdot 3,5} = 0,6678 \text{ kg/s}$$

5.4.1.2. Tablična svojstva radnih medija

Voda u krugu isparivača (za 10 °C):

$c_w = 4,1958 \text{ kJ/kgK}$	– specifični toplinski kapacitet
$\eta_w = 1305,9 \cdot 10^{-6} \text{ Pas}$	– dinamički viskozitet
$\lambda_w = 0,58 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$	– koeficijent toplinske vodljivosti
$\rho_w = 999,7 \text{ kg/m}^3$	– gustoća
$Pr = 9,4476$	– Prandtlova značajka

Podzemna voda (za 12,5 °C):

$c_w = 4,1926 \text{ kJ/kgK}$	– specifični toplinski kapacitet
$\eta_w = 1221,8 \cdot 10^{-6} \text{ Pas}$	– dinamički viskozitet
$\lambda_w = 0,5846 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$	– koeficijent toplinske vodljivosti
$\rho_w = 999,4 \text{ kg/m}^3$	– gustoća
$Pr = 8,7673$	– Prandtlova značajka

5.4.1.3. Odabrane dimenzije pločastog međuizmjenjivača

Dimenzije pločastog međuizmjenjivača preuzete su iz kataloga proizvođača Frigotharm. Odabran je pločasti međuizmjenjivač tipa TPL 01-L prikazan na slici 5.4.

$L = 0,631 \text{ m}$	– visina međuizmjenjivača
$H = 0,168 \text{ m}$	– širina međuizmjenjivača
$\beta = 60^\circ$	– kut orebrenja međuizmjenjivača
$\Phi = 1,22$	– faktor površine međuizmjenjivača (22 % povećanje površine je tipična vrijednost za tehničke ploče metala) [15]
$b = 0,002 \text{ m}$	– dubina orebrenja (širina kanala)
$d_e = 2 \cdot \left(\frac{b}{\Phi}\right) = 2 \cdot \frac{0,002}{1,22} = 0,0033 \text{ m}$	– ekvivalentni promjer kanala
$N = 16$	– broj ploča međuizmjenjivača (dobiven iterativnim proračunom)
$A_C = H \cdot b = 0,1 \cdot 0,002 = 0,0002 \text{ m}^2$	– površina jednog kanala

5.4.2. Prijelaz topline na strani vode u krugu isparivača

Broj kanala za strujanje vode:

$$N_s = \frac{N}{2} = \frac{26}{2} = 13$$

Brzina strujanja vode kroz kanal:

$$w_s = \frac{q_{mw}}{A_c \rho_w N_s} = \frac{0,7785}{0,0002 \cdot 999,7 \cdot 13} = 0,178 \text{ m/s}$$

Reynoldsov broj:

$$Re_s = \frac{w_s d_e \rho_w}{\eta_w} = \frac{0,178 \cdot 0,0033 \cdot 999,7}{0,00130598} = 447,47$$

Prandtlova značajka:

$$Pr = 9,4476$$

Nusseltova značajka računa se prema proračunu Wanniarachchi (ASHRAE Fundamentals 3. 31, Table 18.). Vrijedi za:

- $Re = 1 - 10^4$
- $\Phi = 20^\circ - 62^\circ$

Faktori potrebni za proračun Nusseltova broja:

$$Nu_l = 3,65 \cdot \beta^{-0,455} \cdot \Phi^{0,661} \cdot Re_s^{0,339} = 3,65 \cdot 60^{-0,455} \cdot 1,22^{0,661} \cdot 447,47^{0,339} = 5,11$$

$$m = 0,646 + 0,0011\beta = 0,646 + 0,0011 \cdot 60 = 0,712$$

$$Nu_t = 12,6 \cdot \beta^{-1,142} \cdot \Phi^{1-m} Re_s^m = 12,6 \cdot 60^{-1,142} \cdot 1,22^{1-0,712} \cdot 447,47^{0,712} = 9,59$$

$$Nu_s = (Nu_l^3 + Nu_t^3)^{1/3} \cdot Pr^{1/3} = (5,11^3 + 9,59^3)^{1/3} \cdot 9,4476^{1/3} = 21,25$$

Koeficijent prijelaza topline na strani vode:

$$\alpha_{w1} = \frac{Nu_s \cdot \lambda_w}{d_e} = \frac{21,25 \cdot 0,58}{0,0033} = 3760,3 \text{ W/m}^2\text{K}$$

5.4.3. Prijelaz topline na strani podzemne vode

Broj kanala za strujanje podzemne vode:

$$N_s = \frac{N}{2} = \frac{26}{2} = 13$$

Brzina strujanja vode kroz kanal:

$$w_s = \frac{q_{mw}}{A_c \rho_w N_s} = \frac{0,6678}{0,0002 \cdot 999,4 \cdot 13} = 0,153 \text{ m/s}$$

Reynoldsov broj:

$$Re_s = \frac{w_s d_e \rho_w}{\eta_w} = \frac{0,153 \cdot 0,0033 \cdot 999,4}{0,0012218} = 410,29$$

Prandtlova značajka:

$$Pr = 8,7673$$

Nusseltova značajka računa se prema proračunu Wanniarachchi (ASHRAE Fundamentals 3. 31, Table 18.). Vrijedi za:

- $Re = 1 - 10^4$
- $\Phi = 20^\circ - 62^\circ$

Faktori potrebni za proračun Nusseltova broja:

$$Nu_l = 3,65 \cdot \beta^{-0,455} \cdot \Phi^{0,661} \cdot Re_s^{0,339} = 3,65 \cdot 60^{-0,455} \cdot 1,22^{0,661} \cdot 410,29^{0,339} = 4,96$$

$$m = 0,646 + 0,0011\beta = 0,646 + 0,0011 \cdot 60 = 0,712$$

$$Nu_t = 12,6 \cdot \beta^{-1,142} \cdot \Phi^{1-m} Re_s^m = 12,6 \cdot 60^{-1,142} \cdot 1,22^{1-0,712} \cdot 410,29^{0,712} = 9,01$$

$$Nu_s = (Nu_l^3 + Nu_t^3)^{1/3} \cdot Pr^{1/3} = (4,96^3 + 9,01^3)^{1/3} \cdot 8,7673^{1/3} = 19,57$$

Koeficijent prijelaza topline na strani podzemne vode:

$$\alpha_{w2} = \frac{Nu_s \cdot \lambda_w}{d_e} = \frac{19,57 \cdot 0,5846}{0,0033} = 3491,3 \text{ W/m}^2\text{K}$$

5.4.4. Provjera pretpostavke za izmjenu topline

$\lambda_c = 20 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$ – koeficijent toplinske vodljivosti ploče Fe-Ni

$\delta = 0,0006 \text{ m}$ – debljina ploče

Koeficijent prolaza topline:

$$k_A = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{w1}} + \frac{\delta}{\lambda_c} + \frac{1}{\alpha_{w2}}} = \frac{1}{\frac{1}{3760,3} + \frac{0,0006}{20} + \frac{1}{3491,3}} = 1717,14 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Srednja logaritamska razlika temperatura (prema slici 5.9):

$$\Delta\vartheta_m = \frac{\Delta\vartheta_{max} - \Delta\vartheta_{min}}{\ln \frac{\Delta\vartheta_{max}}{\Delta\vartheta_{min}}} = \frac{(13 - 11) - (9,5 - 8)}{\ln \frac{(13 - 11)}{(9,5 - 8)}} = 1,73 \text{ }^\circ\text{C}$$

Toplinski tok:

$$q_A = k_A \cdot \Delta\vartheta_m = 1717,14 \cdot 1,73 = 2984,4 \text{ W/m}^2$$

Površina izmjene topline za odabrani izmjenjivač:

$$A_{UK1} = \Phi \cdot L \cdot H \cdot N = 1,22 \cdot 0,631 \cdot 0,168 \cdot 26 = 3,36 \text{ m}^2$$

Potrebna površina za izmjenu topline:

$$A_{UK2} = \frac{\Phi_I}{q_A} = \frac{9800}{2984,4} = 3,28 \text{ m}^2$$

Postotak predimenzioniranosti međuizmjenjivača:

$$\Delta A = \frac{A_{UK1}}{A_{UK2}} \cdot 100 - 100 = \frac{3,36}{3,28} \cdot 100 - 100 = 2,4 \text{ } \%$$

Projektirani pločasti međuizmjenjivač veći je za 2,4 % od teorijski potrebnog što je dovoljno dobro i sigurno za korištenje u sustavu dizalice topline.

6. PRORAČUN CJEVOVODA

6.1. Usisni vod

$q_{mRT} = 0,0379 \text{ kg/s}$	– maseni protok radne tvari
$\rho_{RT} = 11,64 \text{ kg/m}^3$	– gustoća radne tvari
$w_{RT} = 10 \text{ m/s}$	– pretpostavljena brzina strujanja u usisnom vodu

Volumni protok radne tvari:

$$q_{vRT} = \frac{q_{mRT}}{\rho_{RT}} = \frac{0,0379}{11,64} = 0,003256 \text{ m}^3/\text{s}$$

Promjer cijevi usisnog voda:

$$d_u = \sqrt{\frac{4 \cdot q_{vRT}}{\pi \cdot w_{RT}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,003256}{\pi \cdot 10}} = 0,0203 \text{ m}$$

Odabrana je bakrena cijev $\Phi 22 \times 1 \text{ mm}$.

Stvarna brzina strujanja u usisnom vodu:

$$w_{RT} = \frac{4 \cdot q_{vRT}}{d_u^2 \cdot \pi} = \frac{4 \cdot 0,003256}{0,022^2 \cdot \pi} = 8,56 \text{ m/s}$$

6.2. Tlačni vod

$q_{mRT} = 0,0379 \text{ kg/s}$	– maseni protok radne tvari
$\rho_{RT} = 38,7 \text{ kg/m}^3$	– gustoća radne tvari
$w_{RT} = 15 \text{ m/s}$	– pretpostavljena brzina strujanja u tlačnom vodu

Volumni protok radne tvari:

$$q_{vRT} = \frac{q_{mRT}}{\rho_{RT}} = \frac{0,0379}{38,7} = 0,000979 \text{ m}^3/\text{s}$$

Promjer cijevi tlačnog voda:

$$d_u = \sqrt{\frac{4 \cdot q_{vRT}}{\pi \cdot w_{RT}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,000979}{\pi \cdot 15}} = 0,0091 \text{ m}$$

Odabrana je bakrena cijev $\Phi 10 \times 1$ mm.

Stvarna brzina strujanja u tlačnom vodu:

$$w_{RT} = \frac{4 \cdot q_{vRT}}{d_u^2 \cdot \pi} = \frac{4 \cdot 0,000979}{0,01^2 \cdot \pi} = 12,47 \text{ m/s}$$

6.3. Kapljevinski vod u krugu radne tvari

$q_{mRT} = 0,0379 \text{ kg/s}$	– maseni protok radne tvari
$\rho_{RT} = 448,43 \text{ kg/m}^3$	– gustoća radne tvari u kapljevinskom vodu
$w_{RT} = 0,6 \text{ m/s}$	– pretpostavljena brzina strujanja u kapljevinskom vodu

Volumni protok radne tvari:

$$q_{vRT} = \frac{q_{mRT}}{\rho_{RT}} = \frac{0,0379}{448,43} = 0,00008451 \text{ m}^3/\text{s}$$

Promjer cijevi kapljevinskog voda:

$$d_u = \sqrt{\frac{4 \cdot q_{vRT}}{\pi \cdot w_{RT}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,00008451}{\pi \cdot 0,6}} = 0,0133 \text{ m}$$

Odabrana je bakrena cijev $\Phi 16 \times 1$ mm.

Stvarna brzina strujanja u kapljevinskom vodu:

$$w_{RT} = \frac{4 \cdot q_{vRT}}{d_u^2 \cdot \pi} = \frac{4 \cdot 0,00008451}{0,016^2 \cdot \pi} = 0,42 \text{ m/s}$$

6.4. Kapljevinski vod u krugu međuizmjenjivača

$q_{mw} = 0,7785 \text{ kg/s}$	– maseni protok vode
$\rho_w = 999,7 \text{ kg/m}^3$	– gustoća vode u kapljevinskom vodu
$w_w = 1,5 \text{ m/s}$	– pretpostavljena brzina strujanja u kapljevinskom vodu (ne smije biti visoka zbog moguće pojave buke)

Volumni protok vode:

$$q_{vw} = \frac{q_{mw}}{\rho_w} = \frac{0,7785}{999,7} = 0,000779 \text{ m}^3/\text{s}$$

Promjer cijevi kapljevinskog voda:

$$d_u = \sqrt{\frac{4 \cdot q_{vw}}{\pi \cdot w_w}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,000779}{\pi \cdot 1,5}} = 0,025 \text{ m}$$

Odabrana je bakrena cijev $\Phi 28 \times 1,5 \text{ mm}$.

Stvarna brzina strujanja u kapljevinskom vodu:

$$w_{RT} = \frac{4 \cdot q_{vw}}{d_u^2 \cdot \pi} = \frac{4 \cdot 0,000779}{0,028^2 \cdot \pi} = 1,26 \text{ m/s}$$

6.5. Kapljevinski vod u krugu međuspremnika

$q_{mw} = 0,5982 \text{ kg/s}$	– maseni protok vode
$\rho_w = 990,2 \text{ kg/m}^3$	– gustoća vode u kapljevinskom vodu
$w_w = 1,5 \text{ m/s}$	– pretpostavljena brzina strujanja u kapljevinskom vodu (ne smije biti visoka zbog moguće pojave buke)

Volumni protok vode:

$$q_{vw} = \frac{q_{mw}}{\rho_w} = \frac{0,5982}{990,2} = 0,000604 \text{ m}^3/\text{s}$$

Promjer cijevi kapljevinskog voda:

$$d_u = \sqrt{\frac{4 \cdot q_{vw}}{\pi \cdot w_w}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,000604}{\pi \cdot 1,5}} = 0,023 \text{ m}$$

Odabrana je bakrena cijev $\Phi 28 \times 1,5 \text{ mm}$.

Stvarna brzina strujanja u kapljevinskom vodu:

$$w_{RT} = \frac{4 \cdot q_{vw}}{d_u^2 \cdot \pi} = \frac{4 \cdot 0,000604}{0,028^2 \cdot \pi} = 0,98 \text{ m/s}$$

7. ANALIZA DIZALICE TOPLINE VODA-VODA

Kvalitativna analiza ekonomske isplativosti različitih izvora toplinske energije provedena je na primjeru stambene zgrade korisne površine 328 m^2 , učinka grijanja $12,5 \text{ kW}$, smještene u području primorske Hrvatske, točnije na otoku Krku. Procijenjena specifična godišnja potrebna toplinska energija podsustava razvoda po površini grijanog prostora iznosi $39,28 \text{ kWh}/(\text{m}^2 \text{ god})$, što znači da godišnja potrebna toplinska energija podsustava razvoda za grijanje zgrade iznosi 12884 kWh/god . Dizalica topline koja koristi podzemnu vodu kao izvor energije bit će uspoređena s konvencionalnim sustavima grijanja s kotlovima na kapljevito i plinovito fosilno gorivo.

7.1. Tehničko-ekonomska analiza dizalice topline

7.1.1. Troškovi sustava grijanja

Ekonomska analiza investicijskih i pogonskih troškova sustava grijanja za potrebe ovog rada bazirana je na sljedećim pretpostavkama:

- sustav grijanja obiteljske kuće neovisan je o izvoru ogrjevnog učinka tj. pretpostavlja se da su svi toplinski uređaji prikazani u ovoj analizi u mogućnosti isporučiti ogrjevni medij u temperaturnom režimu $47/42 \text{ }^\circ\text{C}$
- ogrjevni učinak dizalice topline i odabranih kotlova na kapljevito i plinovito fosilno gorivo pri projektnim temperaturama polaza/povrata ogrjevnog medija sustava grijanja je identičan i iznosi $12,5 \text{ kW}$
- dizalica topline s podzemnom vodom kao izvorom energije u stanju je sama isporučiti onu količinu toplinske energije kojom će se moći pokriti toplinsko opterećenje stambene zgrade tijekom sezone grijanja, odnosno dizalica topline radi u monovalentnom načinu rada opisanom u poglavlju 2.1.1.

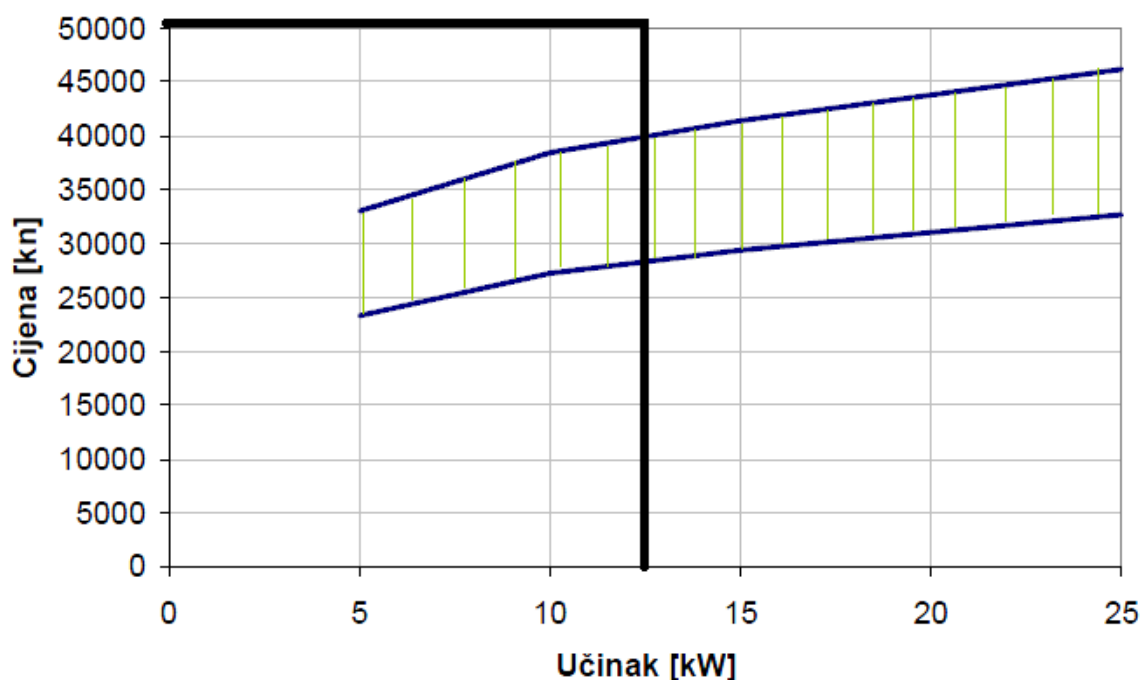
Pretpostavka neovisnosti sustava grijanja o izvoru ogrjevnog učinka omogućuje da se na jednostavan način odrede investicijski i pogonski troškovi termotehničkog sustava baziranog na različitim toplinskim uređajima. Sustav grijanja stambene zgrade opisan je u poglavlju 2, izveden je kao niskotemperaturni, a čini ga sustav ventilokonvektora s temperaturom polaza/povrata ogrjevnog medija $47/42 \text{ }^\circ\text{C}$.

Također, pretpostavka da dizalica topline može sama podnijeti toplinsko opterećenje stambene zgrade važna je iz razloga što se time pojednostavljuje izvedba samog termotehničkog sustava, tj. nije potrebna ugradnja pomoćnog toplinskog uređaja za grijanje. Time se olakšava izračun troškova investicije i pogona sustava grijanja s dizalicama topline.

Investicijski troškovi termotehničkih sustava dizalice topline voda-voda sastoje se od:

- troškovi sustava izmjene topline s podzemnom vodom
- troškovi uređaja dizalice topline
- troškovi opreme i materijala za izvedbu sustava distribucije toplinske energije
- ostali trošak (instalacija, servis)

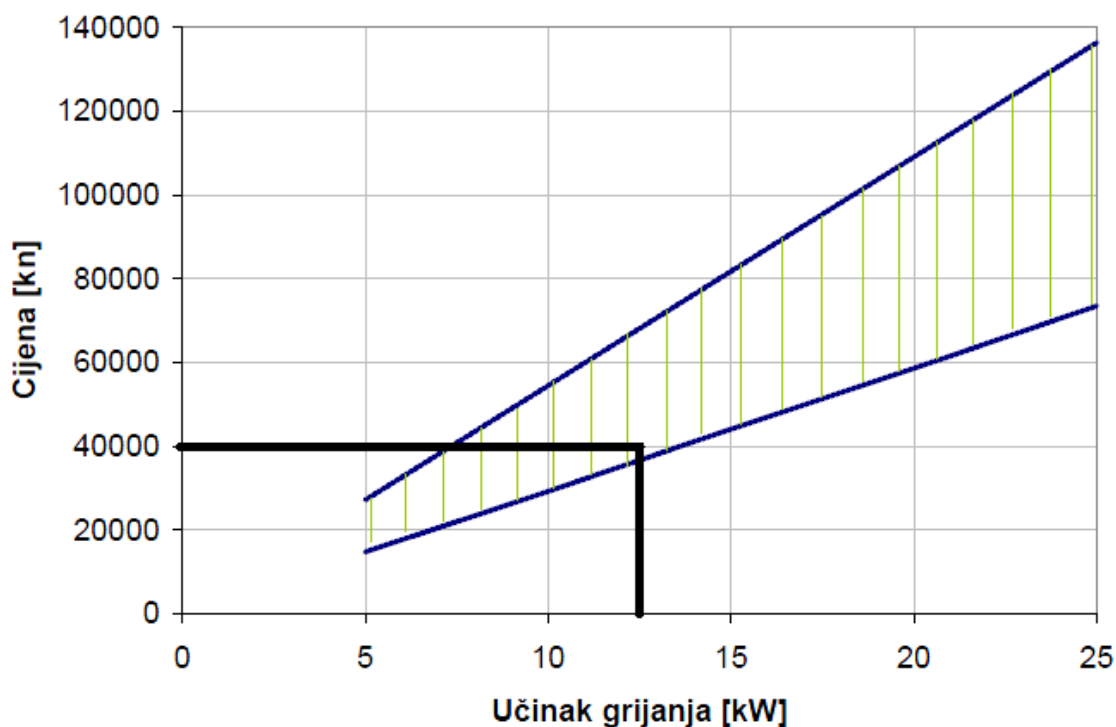
Od ukupne investicije 20 do 50 % troškova iznosi cijena bunara i razvoda vode do dizalice topline. Izvođenje takvih bunara opisano je u poglavlju 2.2.4. Na slici 7.1 prikazana je upravo cijena bunara i razvoda vode do dizalice topline u ovisnosti o učinku koja za učinak od 12,5 kW iznosi oko 52000 kn. Pritom je u obzir uzeta topografija i sastav stjenovitog tla na otoku Krku te velika cijena pumpe pa je cijena puno veća od srednje vrijednosti za odgovarajući učinak. Konvencionalni sustavi grijanja nemaju troškove bunara i razvoda vode do kotla, ali se u obzir mogu uzeti cijena plinskog priključka koja iznosi oko 10000 kn te cijena spremnika loživog ulja koja iznosi oko 3500 kn.



Slika 7.1. Cijena bunara i razvoda vode do dizalice topline u ovisnosti o učinku [20]

Sljedeća velika cjenovna stavka je upravo uređaj dizalice topline. Na slici 5.1 prikazana je shema svih dijelova dizalice topline s dispozicijom strojarnice u prilogu, a na slici 7.2 prikazana je cijena dizalice topline u ovisnosti o učinku grijanja koja iznosi oko 40000 kn, što je nešto niža cijena u odnosu na prosjek za isti učinak. Pritom su u cijenu uređaja dizalice topline uzete pojedinačne komponente koje uključuju:

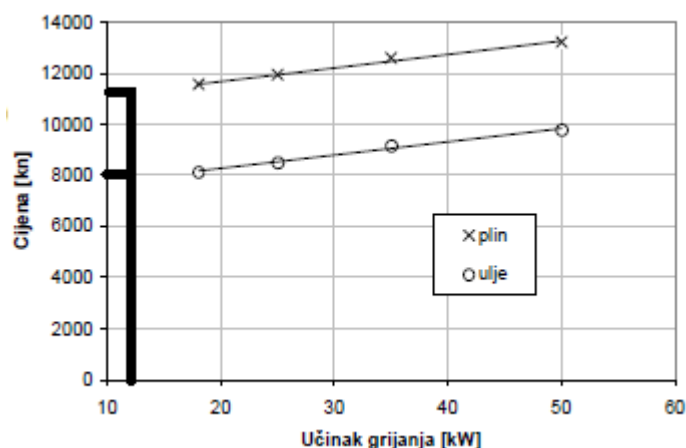
- kompresor
- pločasti kondenzator
- termoekspanzijski ventil
- pločasti kondenzator
- međuizmjenjivač podzemna voda-voda
- međuspremnik tople vode
- filter
- kontrolno stakalce
- ostalo (ekspanzijske posude, ventili, itd.)



Slika 7.2. Cijena dizalice topline u ovisnosti o učinku grijanja [20]

Cijena plinskih i uljnih kotlova u ovisnosti o učinku grijanja prikazana je na slici 7.3 i iznosi:

- plinski kotao – 11500 kn
- uljni kotao – 8000 kn



Slika 7.3. Cijena plinskih i uljnih kotlova u ovisnosti o učinku grijanja [20]

Posljednji dio termotehničkog sustava dizalice topline je distribucija toplinske energije. Specifična cijena za grijanje/hlađenje stambene zgrade ventilokonvektorima je 150-220 kn/m².

Ukupna cijena distribucije toplinske energije dizalice topline = 150 · 328 = 49200 kn

Plinski i uljni sustav pretpostavljaju centralno radijatorsko grijanje stambene zgrade čija je specifična cijena 100-150 kn/m².

Ukupna cijena distribucije toplinske energije plin/ulje = 100 · 328 = 32800 kn

7.1.2. Troškovi sustava hlađenja

Stambene zgrade koje koriste konvencionalne sustave grijanja trebale bi imati neki oblik hlađenja ljeti. Najčešće je to u obliku split klima uređaja pojedinačne snage od 3,5 kW prikazanog na slici 7.4. Pojedinačna cijena takvog split sustava je oko 5000 kn s troškovima postavljanja. Za potrebe stambene zgrade unutar zadatka diplomskog rada ukupno je potrebno 5 takvih uređaja, a ukupna cijena split klima uređaja iznosi:

Ukupna cijena split klima uređaja = 5 · 5000 = 25000 kn

Potrebna godišnja toplinska energija za hlađenje stambene zgrade iznosi oko 20000 kWh/god zbog velikog broja staklenih površina orijentiranih prema jugu.



Slika 7.4. Split klima uređaj [20]

7.1.3. Rezultati tehničko-ekonomske analize

Prije nego se krene u energetska i ekonomska analiza potrebno je iskazati cijene energenata i energije za svaki od 3 izvora energije u analizi. Cijene su prikazane na slici 7.5. U tablici 7.1. su prikazani ukupni investicijski troškovi za svaki od izvora energije.

Energent	Jedinica	Cijena energenta s PDV-om [kn/jedinici]	Cijena energenta s PDV-om [kn/kWh]	Cijena energije s PDV-om [kn/kWh]
Električna energija, VT (za mjesečnu potrošnju oko 200 kWh)	VT	kWh	1,20	1,20
	NT	kWh	0,60	0,60
Prirodni plin (za mjesečnu potrošnju veću od 100 m ³)		kWh	0,40	0,40
Ekstra lako lož ulje		lit	4,43	0,442
Dizalica topline	VT	kWh	1,20	1,20
	NT	kWh	0,60	0,60
				0,343
				0,171

Slika 7.5. Cijena toplinske energije iz različitih izvora energije [21]

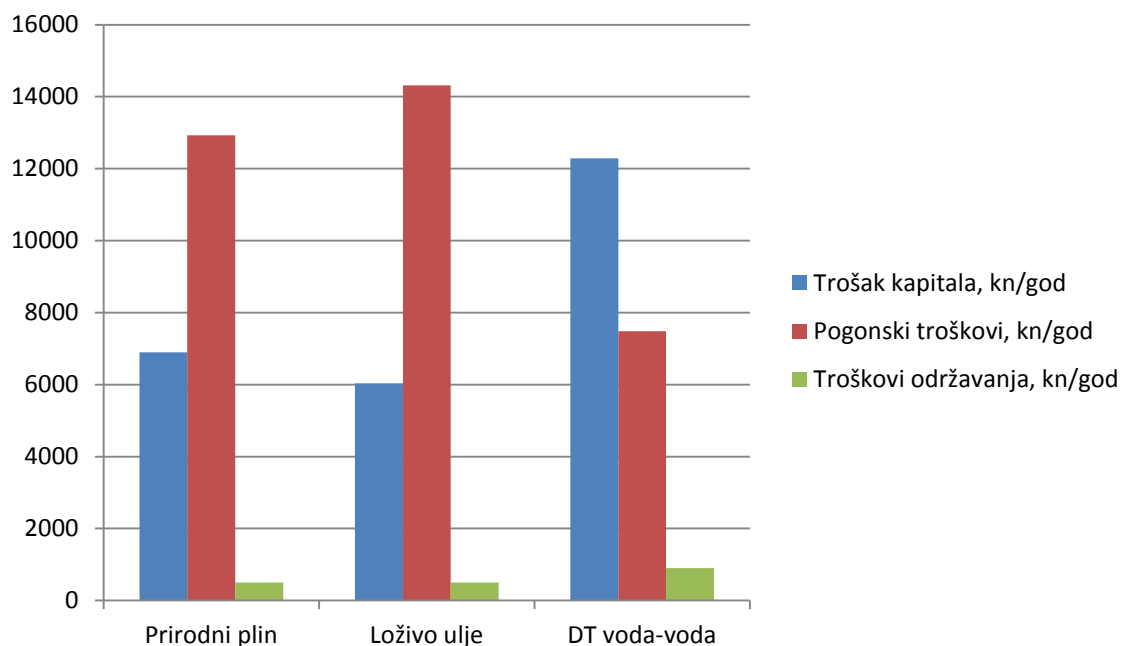
Tablica 7.1. Investicijski troškovi termotehničkih sustava

Troškovi/Energent	Prirodni plin	Loživo ulje	DT voda-voda
Troškovi sustava izmjene topline s podzemnom vodom, priključka plina, spremnika loživog ulja, kn	10000	3500	52000
Troškovi uređaja DT/kotla, kn	11500	8000	40000
Troškovi distribucije topl. energije, kn	32800	32800	49200
Troškovi sustava hlađenja (split sustavi)	25000	25000	-
Ukupni investicijski troškovi, kn	79300	69300	141200

Sada kada su izračunati svi troškovi dizalice topline može se krenuti u ekonomsku analizu koja je prikazana u tablici 7.2. Na slici 7.6 prikazan je dijagram troškova za razdoblje od 20 godina.

Tablica 7.2. Energetska i ekonomska analiza

KRK		Prirodni plin	Loživo ulje	DT voda-voda
ENERGETSKA ANALIZA				
Potrebna topl. energija za grijanje, kWh/god		12884	12884	12884
Stupanj djelovanja/godišnji faktor grijanja		0,9	0,8	4,4
Efektivna energija za grijanje, kWh/god		14315	16105	2928
Potrebna topl. energija za hlađenje, kWh/god		20000	20000	20000
Faktor hlađenja		3	3	5
Efektivna energija za hlađenje, kWh/god		6667	6667	4000
Utrošak energenta		1393 m ³	1285 l	6928 kWh el.en.
		6667 kWh el.en.	6667 kWh el.en.	
EKONOMSKA ANALIZA				
Investicija, kn		79300	69300	141200
Faktor anuiteta		0,087	0,087	0,087
Trošak kapitala, kn/god		6900	6030	12284
Cijena energenta, kn/jed. mj.		3,7	4,43	VT – 1,20
				NT – 0,6
Cijena energenta, kn/kWh		0,40	0,442	VT – 1,20 (80 %)
				NT – 0,6 (20 %)
Pogonski troškovi, kn/god	Grijanje	5726	7118	6650
	Hlađenje	7200	7200	831
Održavanje, kn/god		500	500	900
Troškovi kapitala, pogona i održavanja, kn/god		20325	20847	20666
TROŠKOVI KROZ 20 GODINA, kn		406513	416957	413332



Slika 7.6. Godišnji troškovi različitih sustava grijanja stambene zgrade

Kao svojevrsan zaključak energetske-ekonomske analize dizalice topline voda-voda mogu se navesti izuzetno visoki investicijski troškovi iste koji uz duplo manje troškove pogona značajno utječu na isplativost grijanja stambene zgrade dizalicom topline. Naime, cijena investicije je tolika da će dizalica topline voda-voda tek nakon 20 godina biti isplativa. Naravno, ovdje u obzir nije uzeta promjenjiva cijena fosilnih energenata na tržištu što bi u budućnosti moglo igrati veliku ulogu. Nadalje, ekološke direktive bi mogle u dalekoj budućnosti zabraniti korištenje fosilnih goriva u domaćinstvima za potrebe grijanja, ali o tome nešto više u sljedećem poglavlju.

7.2. Ekološka analiza dizalice topline

Ekološka analiza dizalice topline provedena je u skladu sa Studijom primjenjivosti alternativnih izvora energije kod novih i postojećih zgrada, a prema sljedećim tablicama.

Tablica 7.3. Specifični faktori emisije CO₂ po jedinici goriva i jedinici korisne topline [22]

Izvor energije	Faktor emisije CO ₂		
	Po naturalnoj jedinici goriva [kgCO ₂ /kg (ili m ³)]	Po energetskej jedinici goriva [kgCO ₂ /kWh]	Po jedinici korisne topline [kgCO ₂ /kWh]
Loživo ulje	3,08	0,276	0,332
Prirodni plin	1,9	0,201	0,236

Tablica 7.4. Specifični faktori emisije CO₂ za električnu energiju [22]

Izvor energije	Faktor emisije CO ₂	
	Po jedinici električne energije [kgCO ₂ /kWh]	Po jedinici korisne topline [kgCO ₂ /kWh]
Električna energija	0,376	0,383

* prosjek za razdoblje od 2005. do 2007. godine prema podacima HEP-a

Tablica 7.5. Specifični faktori emisije CO₂ za toplinu [22]

Izvor energije	Faktor emisije CO ₂
	Po jedinici finalne energije (ili korisne topline) [kgCO ₂ /kWh]
Javne toplane – Zagreb*	0,257
Javna toplana – Osijek*	0,265
Javna kotlovnica – ekstra lako lož ulje	0,343
Javna kotlovnica – lož ulje	0,359
Javna kotlovnica – prirodni plin	0,261
Javne kotlovnica – prosjek za Hrvatsku*	0,300

* prosjek za razdoblje od 2005. do 2007. godine prema podacima iz energetske bilance

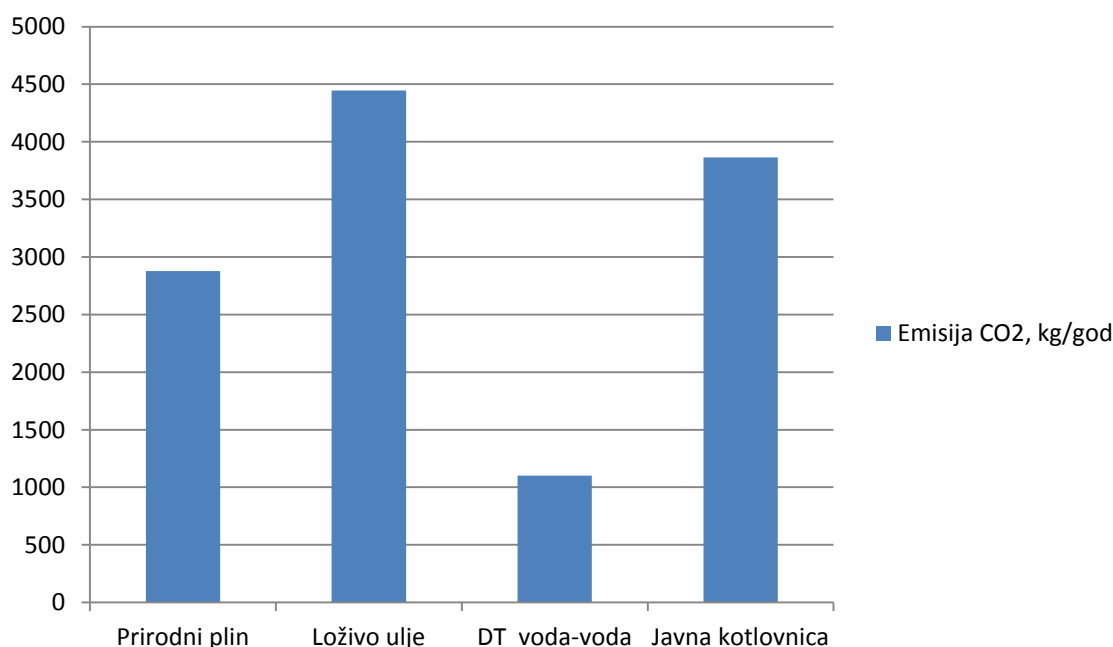
Sada kada su prikazani svi faktori emisija CO₂ za pojedine izvore topline može se krenuti u ekološku analizu koja je prikazana u tablici 7.6, uz usporedbu emisija CO₂ na slici 7.7.

Tablica 7.6. Ekološka analiza

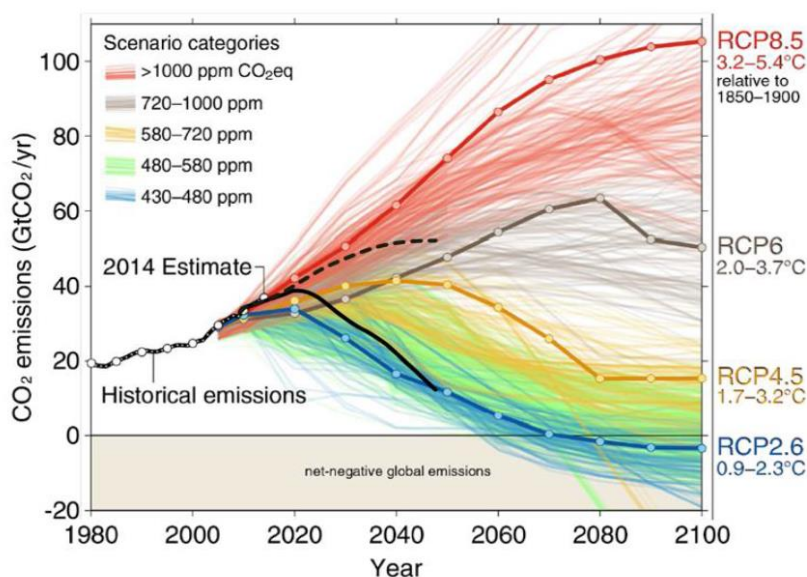
KRK	Prirodni plin	Loživo ulje	DT voda-voda
EKOLOŠKA ANALIZA			
Potrebna topl. energija za grijanje, kWh/god	12884	12884	12884
Stupanj djelovanja/godišnji faktor grijanja	0,9	0,8	4,4
Efektivna energija za grijanje, kWh/god	14315	16105	2928
Emisija CO ₂ , kg/god	2877	4445	1101

Za javne kotlovnice emisija CO₂ iznosi:

$$\text{Emisija CO}_2 = 0,3 \cdot 12884 = 3865 \text{ kg/god}$$

Slika 7.7. Emisije CO₂ različitih sustava grijanja stambene zgrade

S postojećim svjetskim obavezama do 2020. godine, emisije stakleničkih plinova bi se toliko akumulirale da bi došlo do porasta u globalnoj temperaturi zraka iznad 2 °C (slika 7.8). Kako bi se ograničilo globalno zagrijavanje unutar cilja „manje od 2 °C“, scenarij globalnog smanjenja opisan na slici 7.8 donosi smanjenje globalne emisije za 50 % u odnosu 1990. na 2050. godinu. To će zahtijevati odgovarajuće i ambiciozno sudjelovanje svih zemalja UNFCCC-a (United Nations Framework Convention on Climate Change).

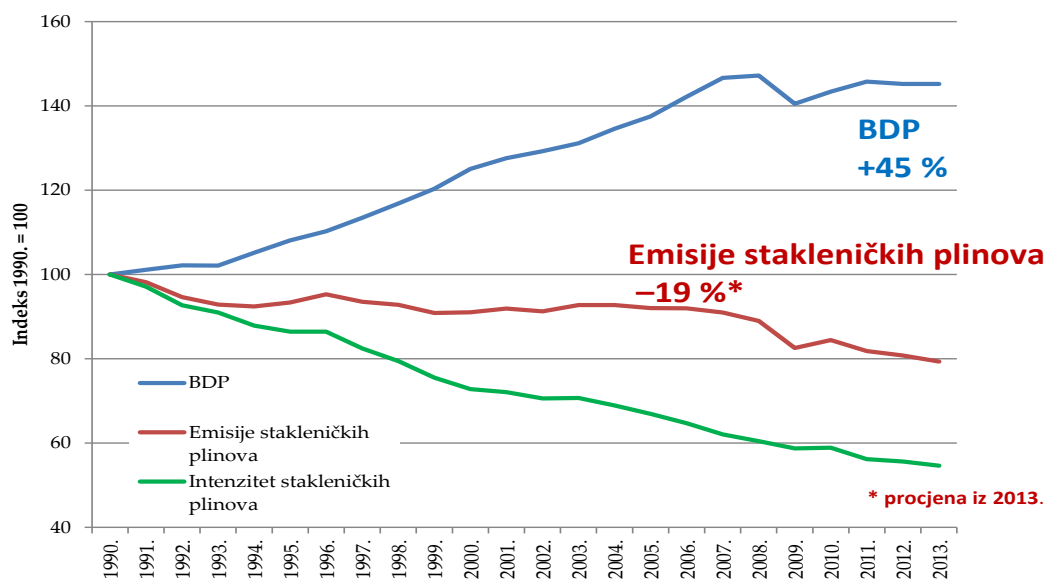


Slika 7.8. Cilj smanjenja globalne temperature zraka „manje od 2 °C“ [23]

Uz globalne klimatske akcije (puna crna linija), svijet je na putu cilja „manje od 2 °C“. Bez globalne klimatske akcije (isprekidana crna linija) velika je vjerojatnost za neispunjavanje cilja „manje od 2 °C“.

Nastojanjima Europske Unije u području klimatske i energetske politike ostvaruju se rezultati. Emisije CO₂ EU-a smanjile su se za 19 % u razdoblju od 1990. do 2013., a BDP Europske Unije istodobno je narastao za 45 %, prikazano na slici 7.9.

Ukoliko se počnu primjenjivati sustavi dizalica toplina kao zamjena za postojeće stare kotlove na fosilna goriva i javne kotlovnice, EU može očekivati daljnje smanjenje emisija CO₂, ostvarenje gospodarskog rasta, ali i globalno smanjenje temperature zraka.



Slika 7.9. Smanjenje emisija stakleničkih plinova i istodobno ostvarenje gospodarskog rasta [23]

8. ZAKLJUČAK

Diplomski rad sadrži u cijelosti izvršen proračun dizalice topline koji uključuje: proračun toplinskog opterećenja stambene zgrade, proračun potrebne godišnje energije za grijanje zgrade, termodinamički proračun komponenti dizalice topline, proračun cjevovoda, energetsko-ekonomsku i ekološku analizu. Prema izračunatim podacima može se zaključiti da stambena zgrada posjeduje dobra izolacijska svojstva uz prilično moderan sustav grijanja i hlađenja.

Dizalice topline s podzemnom vodom kao izvorom topline danas se nameću kao najstabilnije rješenje u odnosu na ostale izvore topline ponajviše zbog velike količine vode prilično konstantne temperature od 13 °C. Upravo to uz dobra izolacijska svojstva zgrade i relativno blagu zimu na otoku Krku prema proračunu daje nešto manje učinke kondenzatora i isparivača. Korištenjem pločastih izmjenjivača topline površina izmjene topline je smanjena na najmanju moguću mjeru što u konačnici daje male dimenzije uređaja dizalice topline i štedi prostor u strojarnici. Ono što bi moglo predstavljati problem u sezoni grijanja ili hlađenja je tromost niskotemperaturnog sustava koji ne može brzo odgovoriti na značajnije promjene u vanjskoj temperaturi zraka.

Visoki investicijski troškovi dizalice topline neovisno o duplo manjim troškovima pogona u odnosu na konvencionalne sustave značajno utječu na isplativost grijanja stambene zgrade dizalicom topline. Naime, cijena investicije je tolika da će dizalica topline voda-voda tek nakon 20 godina rada biti isplativa. Naravno, ovdje u obzir nije uzeta promjenjiva cijena fosilnih energenata na tržištu što bi u budućnosti moglo igrati veliku ulogu.

Nastojanjima Europske Unije u području klimatske i energetske politike ostvaruju se rezultati. Emisije CO₂ EU-a smanjile su se za 19 % u razdoblju od 1990. do 2013., a BDP Europske Unije istodobno je narastao za 45 %. Ukoliko se počnu primjenjivati sustavi dizalica topline kao zamjena za postojeće stare kotlove na fosilna goriva i javne kotlovnice, EU može očekivati daljnje smanjenje emisija CO₂, ostvarenje gospodarskog rasta, ali i globalno smanjenje temperature zraka.

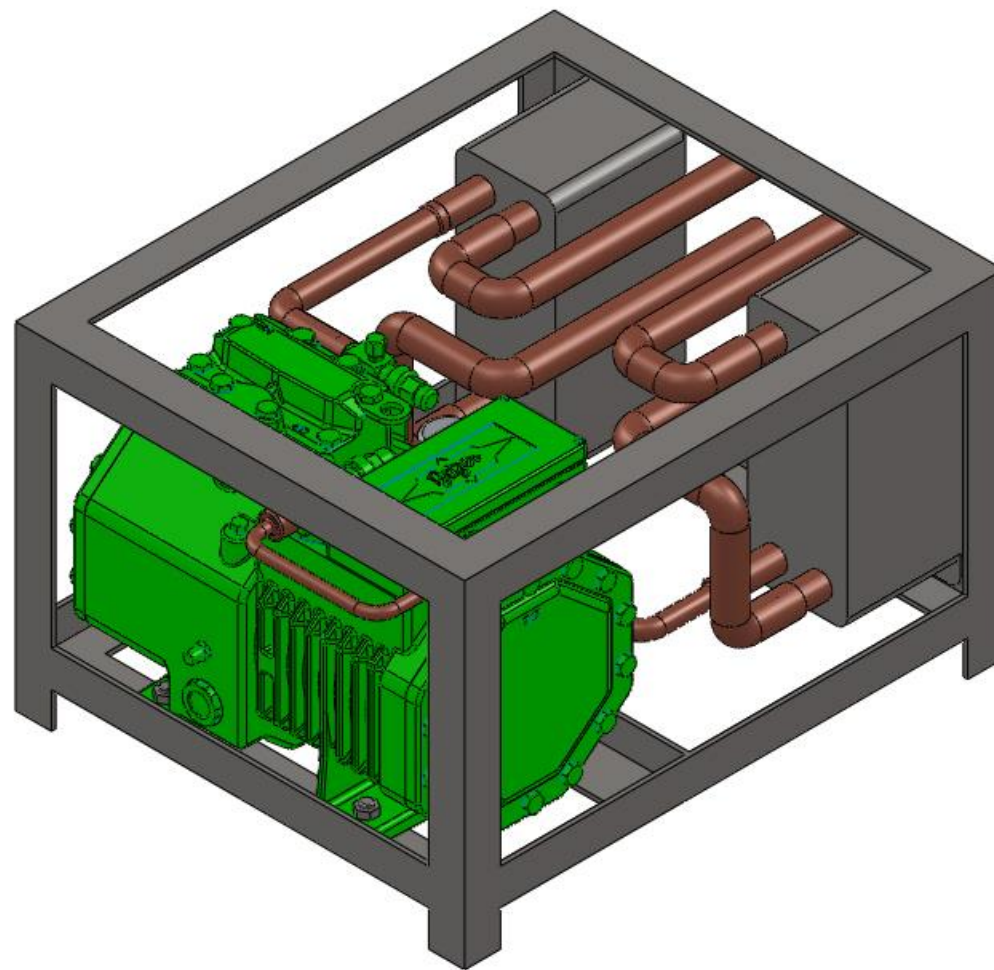
Dizalice topline već imaju važnu ulogu u energetske sustavima nekih zemalja. Da bi uporaba ove tehnologije, koja više nije cijenom nedostupna, postigla veću rasprostranjenost, potrebno je kontinuirano poduzimati napore usmjerene prema daljnjem poboljšavanju i tehničkom usavršavanju samih uređaja, a nadasve stimulaciji tržišta. Zato je nužno donijeti nacionalne programe istraživanja, razvoja, demonstracije i informiranja te programe potpore i promocije uporabe dizalica topline, a sve radi poticanja energetske učinkovitosti i veće uporabe obnovljivih izvora.

LITERATURA

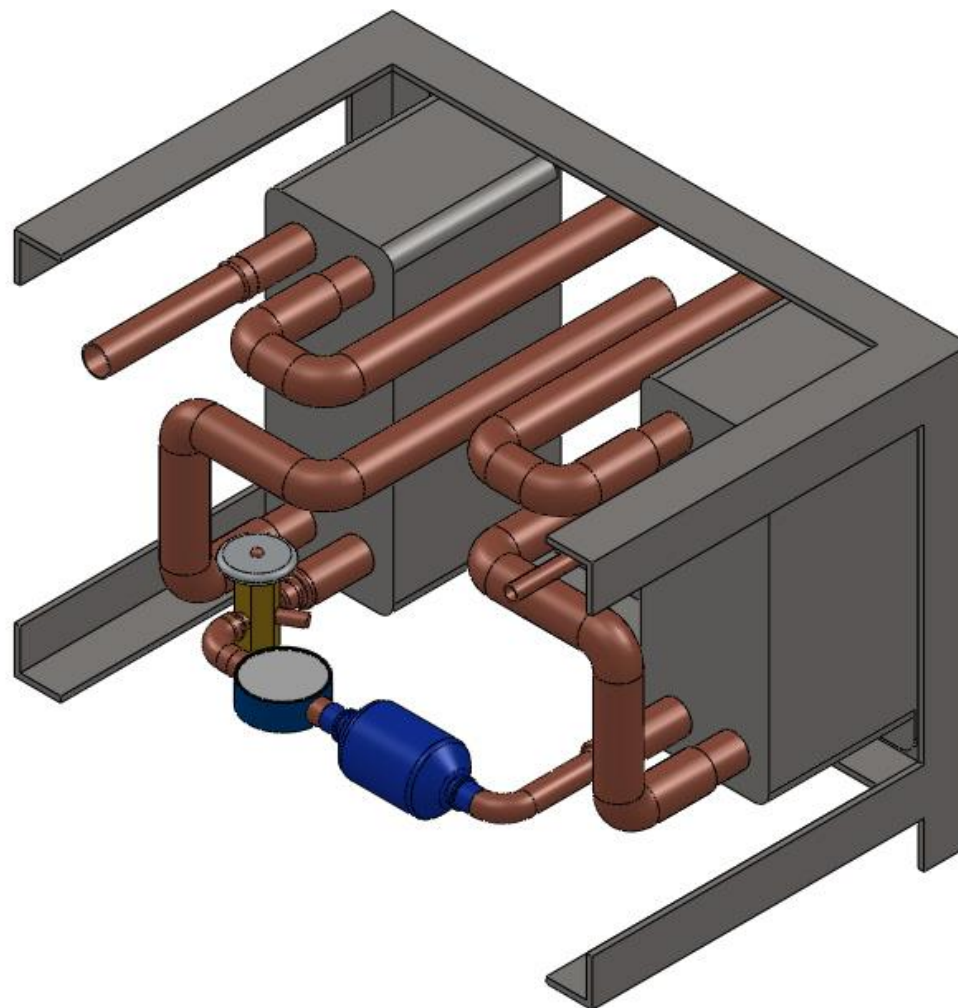
- [1] Lund, J.W., Boyd, T.L.: Direct Utilization of Geothermal Energy 2015 Worldwide Review, Proceedings World Geothermal Congress 2015, Melbourne, Australia, 2015
- [2] Bupić, M., Čustović, S.: Stanje i trendovi uporabe dizalica topline, Stručni članak, 2006.
- [3] Skupina autora: Priručnik za energetska certificiranje zgrada, Poglavlje 7, Zagreb, 2010.
- [4] https://hr.wikipedia.org/wiki/Toplinske_pumpe
- [5] [Egg, J., Cuniff G., Orio C.D.: Modern Geothermal HVAC Engineering and Control Applications, Chapter 7 – Standing Column and Open Geothermal Systems](#)
- [6] <http://www.aqt-aquatherm.hr/climasystem.html>
- [7] www.gradimo.hr
- [8] Nepoznati autor: Građevinske podloge zgrade ©
- [9] Norma HRN EN 12 831 – pojednostavljeni proračun gubitaka topline zimi
- [10] Halasz B., Galović, A., Boras I.: Toplinske tablice, Zagreb, 2008.
- [11] Norma VDI 2078 – proračun dobitaka topline ljeti
- [12] Soldo V., Novak S., Horvat I.: Algoritam za proračun potrebne energije za grijanje i hlađenje prostora zgrade prema HRN EN ISO 13790, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2014
- [13] www.hennlich.hr
- [14] http://www.frigotherm.co.za/plate_heat_exchangers.htm
- [15] VDI Heat Atlas, Second Edition, Springer, Düsseldorf, Njemačka, 2010.
- [16] Elementi gradnje aparata: Metode proračuna izmjenjivača
- [17] <https://hr.wikipedia.org/wiki/Rashladnik>
- [18] <http://www.actrol.com.au/Products/Compressors/Semi-Hermetic-Reciprocating/Bitzer-Ecoline-Series/>
- [19] www.megaholod.ru
- [20] www.cimpaterm.hr
- [21] Grozdek, M.: Tehnoekonomska analiza primjene dizalica topline, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2015.
- [22] Studija primjenjivosti alternativnih izvora energije kod novih i postojećih zgrada, Elementi za izradu elaborata, Zagreb, prosinac 2008.
- [23] Commission staff working document, Communication from the Commission to the European Parliament and the Council, The Paris Protocol – a blueprint for tackling global climate change beyond 2020, Brussels, 2015

PRILOZI

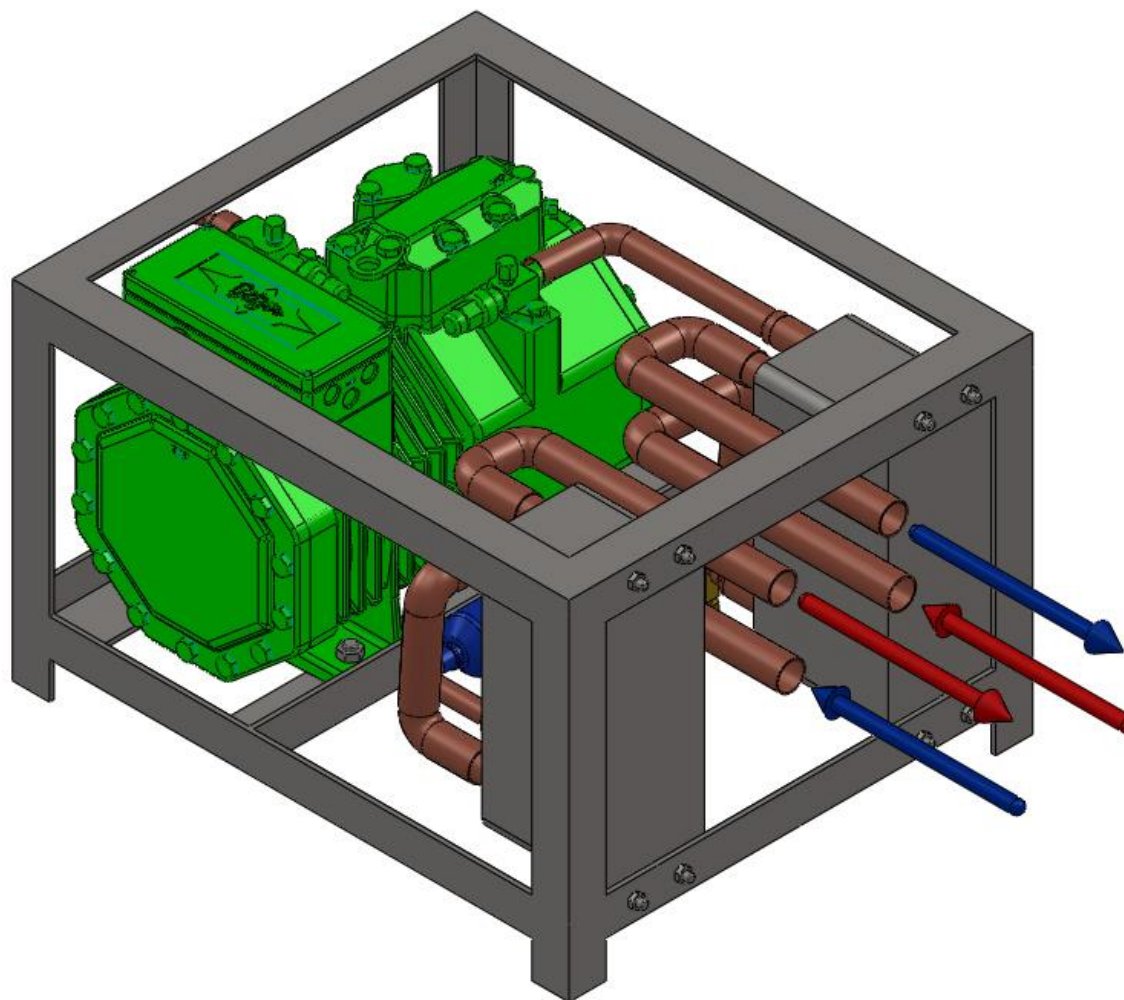
- I. CD-R disc
- II. Izometrija dizalice topline – prednji prikaz
- III. Presjek izometrije dizalice topline
- IV. Izometrija dizalice topline s ulaznim i izlaznim tokovima vode – stražnji prikaz
- V. Građevinske podloge stambene zgrade
- VI. Izometrijski prikaz dispozicije strojarnice s podzemnom vodom kao izvorom energije
- VII. Izometrijski prikaz dispozicije sustava grijanja i pasivnog hlađenja
- VIII. Tehnička dokumentacija
 - a. Shema spajanja i automatske regulacije sustava grijanja i hlađenja
 - b. Dispozicija dizalice topline



Izometrija dizalice topline – prednji prikaz



Presjek izometrije dizalice topline



Izometrija dizalice topline s ulaznim i izlaznim tokovima vode – stražnji prikaz



T6 - pod na tlu

PARKET	2.00 cm
CEMENTNA GLAZURA	5.00 cm
PE FOLIJA	0.02 cm
ELASTIFICIRANI EKSPANDIRANI POLISTIREN (EePS)	2.00 cm
EKSTRUDIRANA POLISTIRENSKA PJENA (xPS)	5.00 cm
AB PLOČA	18.00 cm
ŠLJUNAK	

T7 - pod na tlu

KERAMIKA	1.00 cm
CEMENTNA GLAZURA	5.00 cm
PE FOLIJA	0.02 cm
ELASTIFICIRANI EKSPANDIRANI POLISTIREN (EePS)	2.00 cm
EKSTRUDIRANA POLISTIRENSKA PJENA (xPS)	5.00 cm
AB PLOČA	18.00 cm
ŠLJUNAK	

VZ - zid

BLOK OPEKA tipa kao wienerberger	15.00 cm
OBLOGA KAMEN	3.00 cm

K2 - kosí krov

POKROV KUPA KANALICE	
ČVRSTA BITUMENSKA PLOČA tipa kao Ondabase Plus	0.30 cm
PAROPROPUSNA VODONEPROPUSNA MEMBRANA	0.02 cm
EKSTRUDIRANA POLISTIRENSKA PJENA (xPS)	4.00 cm
PARNA BRANA, bitumenska traka za zavarivanje u jednom sloju sa uloškom Al folije	0.50 cm
DAŠČANA OPLATA	2.20 cm
PAROPROPUSNA VODO NEPROPUSNA FOLIJA	0.02 cm
POLUTVRDE PLOČE MINERALNE VUNE / ROG (14/14 cm)	14.00 cm
PARNA BRANA	0.10 cm
GIPS KARTONSKE POČE (sa podkonstrukcijom)	7.50 cm
ZAVRŠNA OBRADA	

VZ 3 - vanjski zid

ZAVRŠNA OBARADA	
VAPNENO - CEMENTNA ŽBUKA	1.50 cm
AB ZID	25.00 cm
EKSTRUDIRANA POLISTIRENSKA PJENA (xPS)	10.00 cm
CEMENTNI POLIMERNI MORT (3 sloja morta i 2 sloja staklene mrežice)	0.50 cm
PRIRODNI KAMEN	5.00 cm

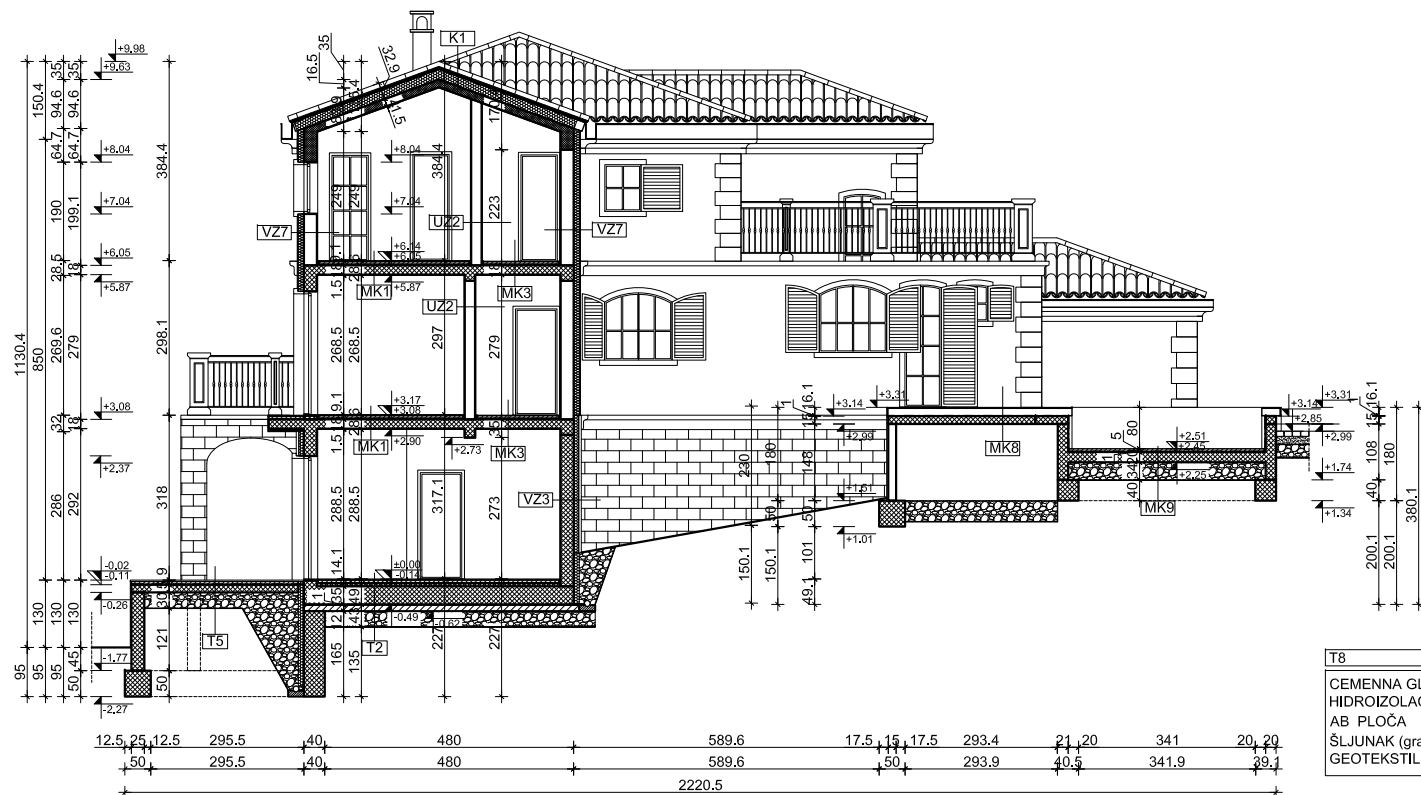
VZ 5 - zid prema tlu

ZAVRŠNA OBARADA	
VAPNENO - CEMENTNA ŽBUKA	1.50 cm
AB ZID	25.00 cm
HIDROIZOLACIJA, bitumenska traka za zavarivanje	0.80 cm
EKSTRUDIRANA POLISTIRENSKA PJENA (xPS)	10.00 cm
MEHANIČKA ZAŠTITA - čepasta folija	0.15 cm

VZ 7 - vanjski zid

ZAVRŠNA OBARADA	
VAPNENO - CEMENTNA ŽBUKA	1.50 cm
BLOK OPEKA tipa kao wienerberger	25.00 cm
POLUTVRDE PLOČE MINERALNE VUNE	12.00 cm
CEMENTNI POLIMERNI MORT (3 sloja morta i 2 sloja staklene mrežice)	0.50 cm
PLEMENITA ŽBUKA	0.50 cm

autor	sadržaj : PRESJEK D - D - NOVO STANJE		
	projekt/faza :	GLAVNI PROJEKT - ARHITEKTONSKI PROJEKT	
investitor	projektant:		
	projektant suradnik:		
lokacija	TD,	118/14	
	mjerilo	MJ 1:200	list
gradevina	REKONSTRUKCIJA - DOGRANJAI NADOGRAĐNJA POSTOJEĆE STAMBENE ZGRADE	datum	09/2014 21



T8	
CEMENA GLAZURA	5.00 cm
HIDROIZOLACIJA, bitumenska traka za zavarivanje	1.00 cm
AB PLOČA	20.00 cm
ŠLJUNAK (granulacija 16 - 32 mm)	30.00 cm
GEOTEKSTIL 200 g/m²	0.20 cm

T2 - pod na tlu

PARKET	1.00 cm
CEMENTNA GLAZURA	5.00 cm
PE FOLIJA	0.02 cm
ELASTIFICIRANI EKSPANDIRANI POLISTIREN (EePS)	2.00 cm
EKSTRUDIRANA POLISTIRENSKA PJENA (xPS)	5.00 cm
AB TEMELJNA PLOČA	35.00 cm
PP/PES FILC (geotekstil) 300 g/m²	0.50 cm
HIDROIZOLACIJA, bitumenska traka za zavarivanje	0.80 cm
PODLOŽNI BETON	12.0 cm
ŠLJUNAK	30.0 cm
GEOTEKSTIL 200 g/m²	0.20 cm

K1 - kosí krov

POKROV KUPA KANALICE	
ČVRSTA BITUMENSKA PLOČA tipa kao Ondabase Plus	0.30 cm
PAROPROPUSNA VODONEPROPUSNA MEMBRANA	0.02 cm
DAŠČANA OPLATA	2.20 cm
POLUTVRDE PLOČE MINERALNE VUNE / ROG (12/18 cm)	18.00 cm
PARNÁ BRANA, bitumenska traka za zavarivanje u jednom sloju sa uloškom Al folije	0.50 cm
AB PLOČA	14.00 cm
VAPNENO CEMENTNA ŽBUKA	1.5 cm
ZAVRŠNA OBRADA	

UZ 2 - unutarnji zid

ZAVRŠNA OBARADA	
VAPNENO - CEMENTNA ŽBUKA	1.50 cm
BLOK OPEKA tipa kao wienerberger	20.00 cm
VAPNENO - CEMENTNA ŽBUKA	1.50 cm
ZAVRŠNA OBARADA	

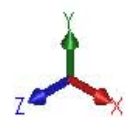
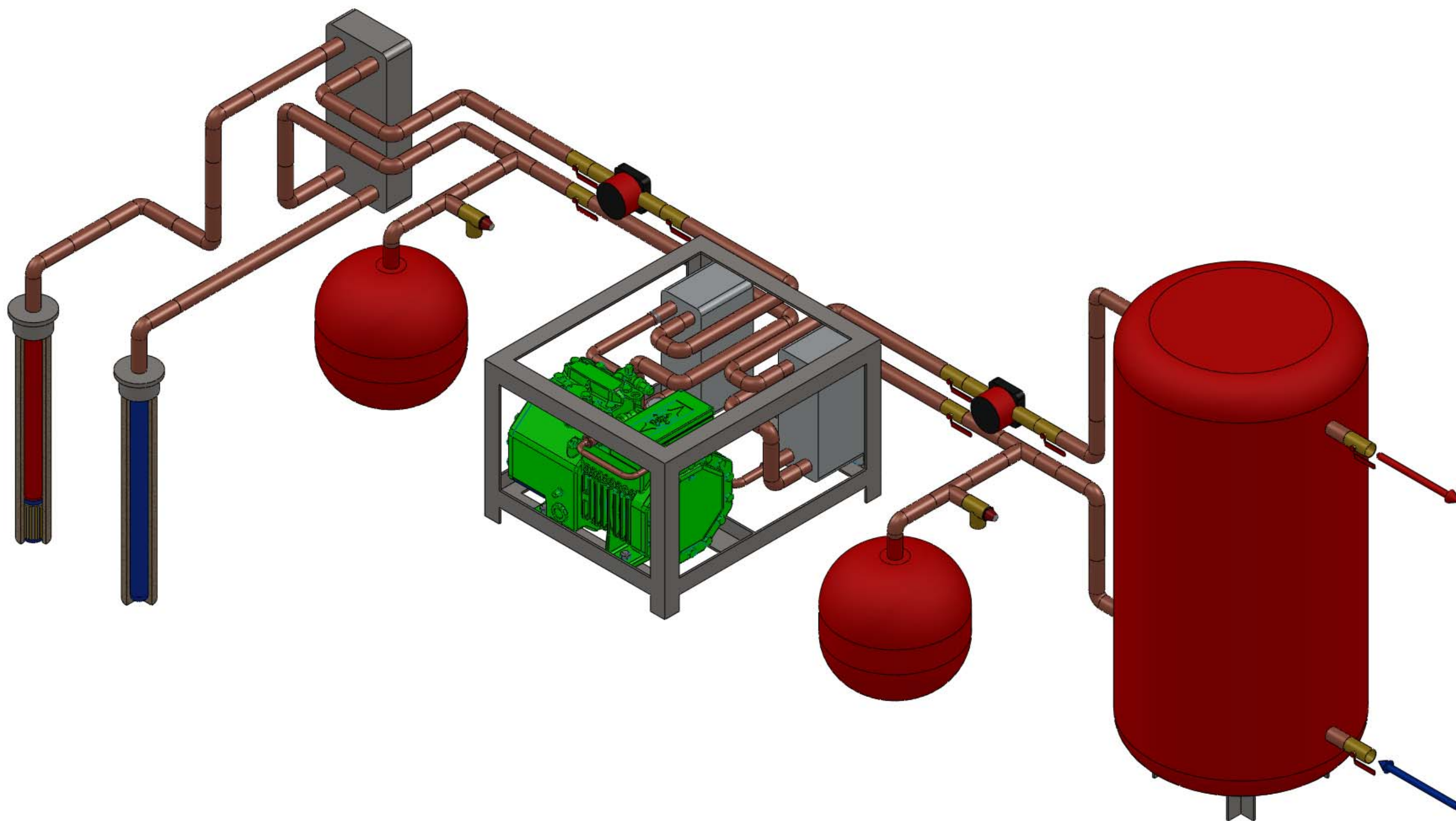
T5 - pod na tlu

KAMEN	2.00 cm
CEMENTNA GLAZURA	5.00 cm
HIDROIZOLACIJA, bitumenska traka za zavarivanje	0.80 cm
AB PODNA PLOČA	15.00 cm
ŠLJUNAK	30.0 cm
GEOTEKSTIL 200 g/m²	0.20 cm

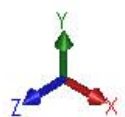
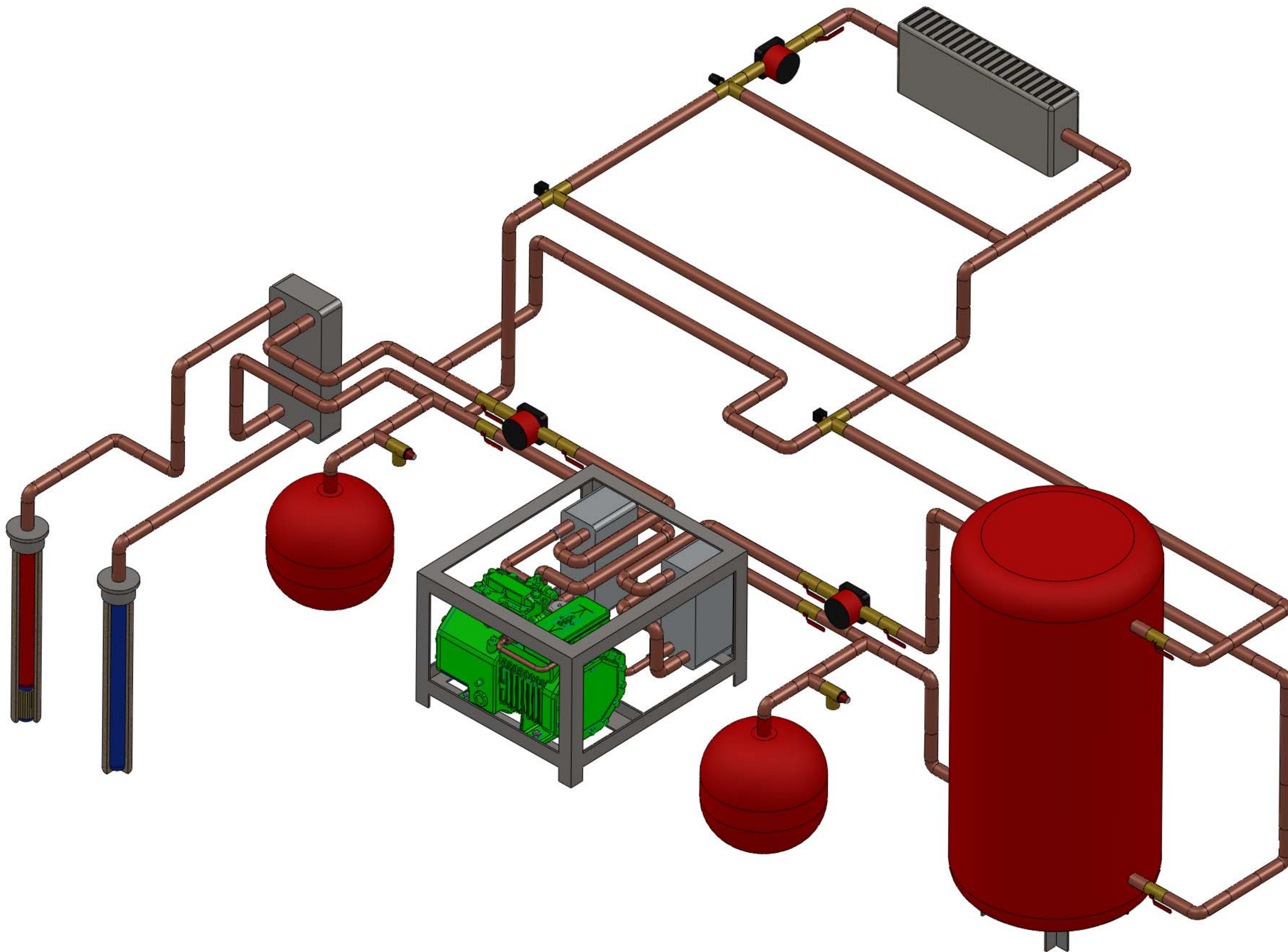
VZ 7 - vanjski zid

ZAVRŠNA OBARADA	
VAPNENO - CEMENTNA ŽBUKA	1.50 cm
BLOK OPEKA tipa kao wienerberger	25.00 cm
POLUTVRDE PLOČE MINERALNE VUNE / ROG (12/18 cm)	12.00 cm
CEMENTNI POLIMERNI MORT (3 sloja morta i 2 sloja staklene mrežice)	0.50 cm
PLEMENITA ŽBUKA	0.50 cm

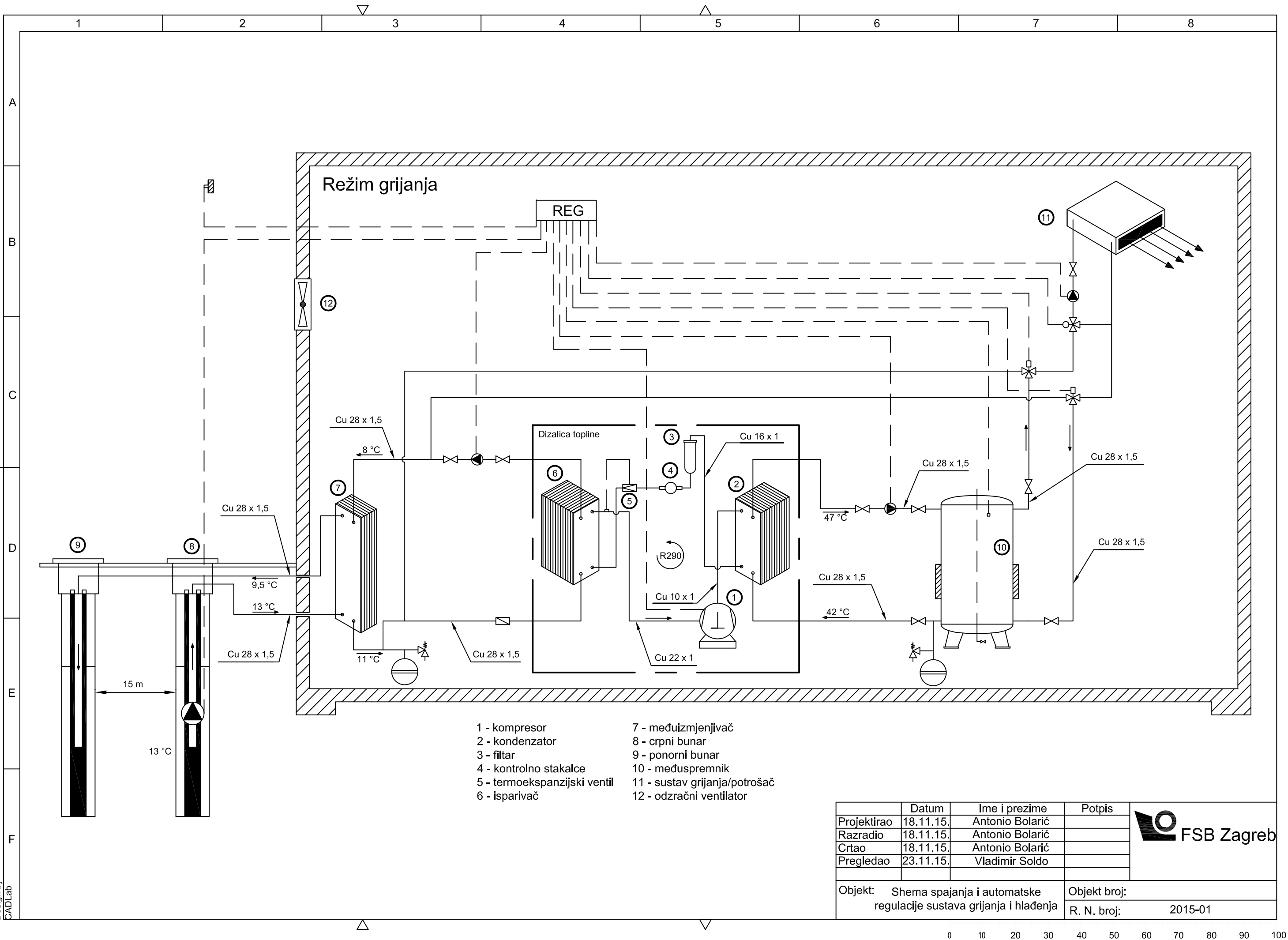
autor	sadržaj: PRESJEK F - F - NOVO STANJE		
	projekt/faza :	GLAVNI PROJEKT - ARHITEKTONSKI PROJEKT	
investitor	projektant:		
	projektant suradnik:		
lokacija	TD,	118/14	
	mjerilo	MJ 1:100	list
gradjevina	REKONSTRUKCIJA - DOGRADNJA I NADOGRADNJA POSTOJEĆE STAMBENE ZGRADE	datum	09/2014 23



Izometrijski prikaz dispozicije strojarnice s podzemnom vodom kao izvorom energije



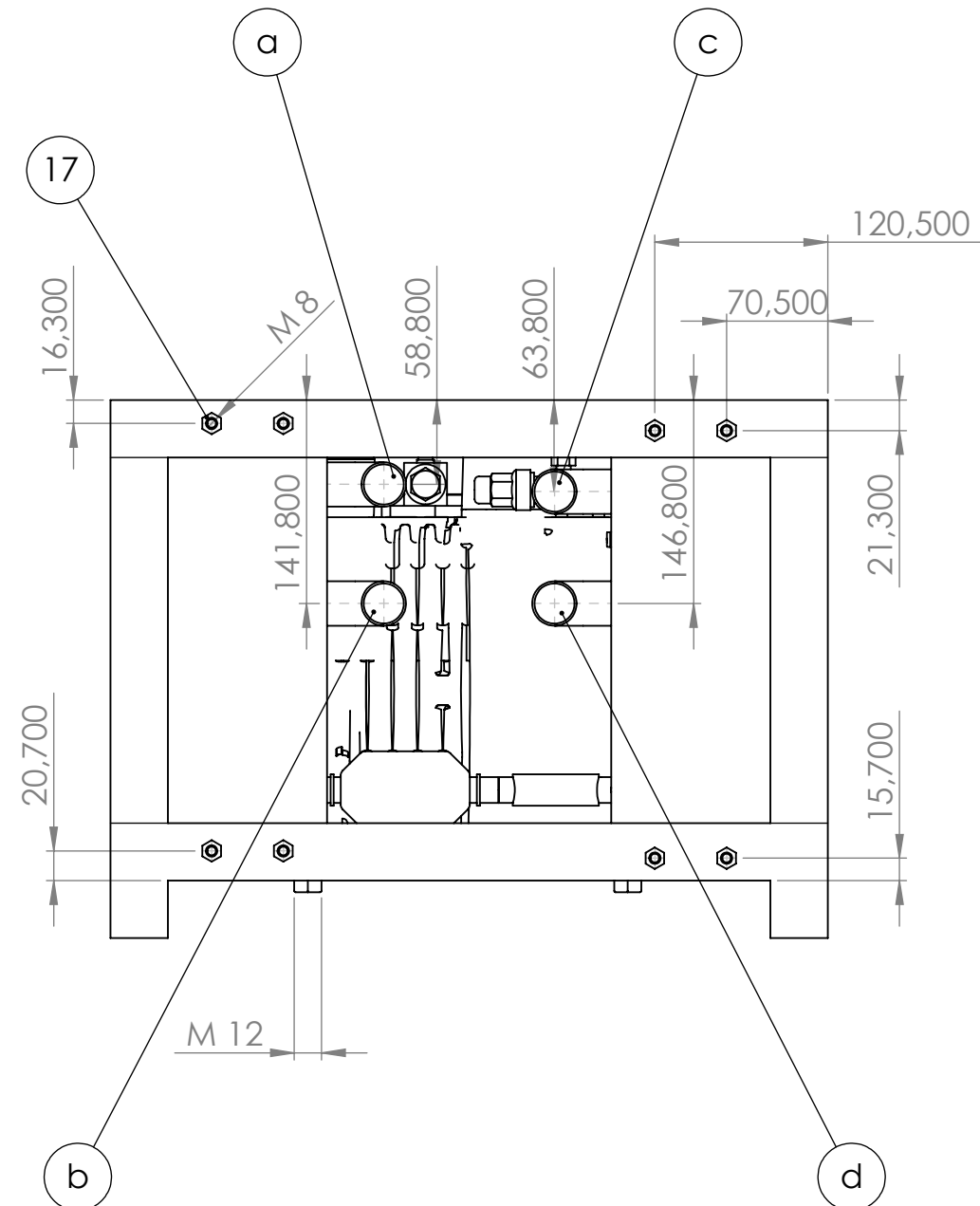
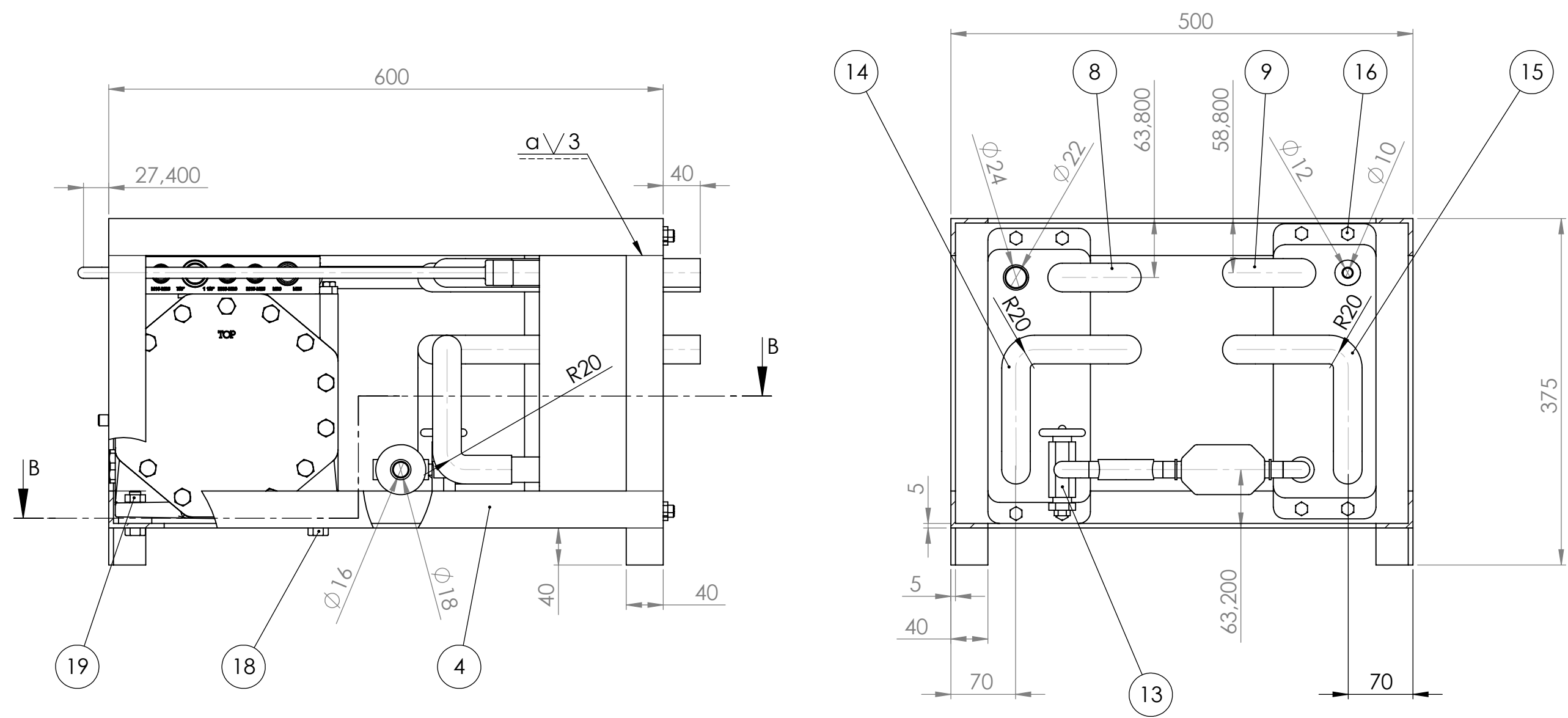
Izometrijski prikaz dispozicije sustava grijanja i pasivnog hlađenja



	Datum	Ime i prezime	Potpis
Projektirao	18.11.15.	Antonio Bolarić	
Razradio	18.11.15.	Antonio Bolarić	
Crtao	18.11.15.	Antonio Bolarić	
Pregledao	23.11.15.	Vladimir Soldo	
Objekt: Shema spajanja i automatske regulacije sustava grijanja i hlađenja			Objekt broj:
			R. N. broj: 2015-01

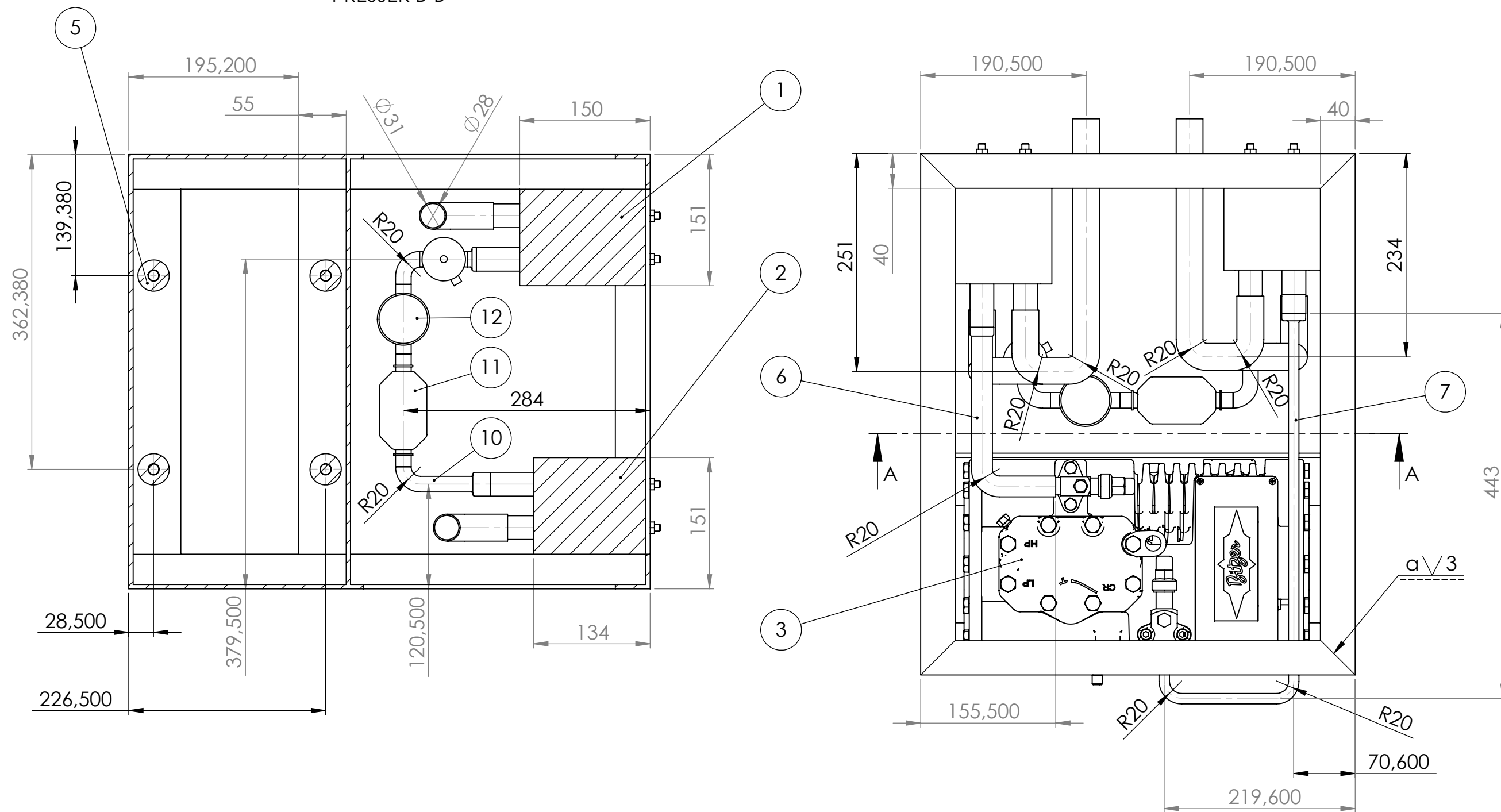


PRESJEK A-A


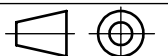


a - izlaz tople vode (47 °C) iz kondenzatora (Ø 28 x 1,5)
b - ulaz hladne vode (42 °C) u kondenzator (Ø 28 x 1,5)
c - izlaz hladne vode (8 °C) iz isparivača (Ø 28 x 1,5)
d - ulaz tople vode (11 °C) u isparivač (Ø 28 x 1,5)

PRESJEK B-B



Poz.	Naziv dijela	Kom.
19	Matica M12	4
18	Vijak M12 x 40	4
17	Matica M8	8
16	Vijak M8 x 20	8
15	Ulazni vod na kondenzatoru	1
14	Izlazni vod na isparivaču	1
13	Termoelektrični ventil	1
12	Kontrolno stakalce	1
11	Filtar	1
10	Kapljinski vod	1
9	Izlazni vod na kondenzatoru	1
8	Ulazni vod na isparivaču	1
7	Tlačni vod	1
6	Usisni vod	1
5	Podložna guma	4
4	Postolje	1
3	Kompresor	1
2	Kondenzator	1
1	Isparivač	1

Projektirao	Datum	Ime i prezime	Potpis	 Studij strojarstva
Razradio	18.11.2015.	Antonio Bolarić		
Crtao	18.11.2015.	Antonio Bolarić		
Pregledao	23.11.2015.	Vladimir Soldo		
Mentor		Vladimir Soldo		
Objekt:		Objekt broj:		
		R. N. broj:		2015-02
Napomena:		Smjer:		Kopija
		Procesno - energetski		
Materijal:		Masa:	DIPLOMSKI RAD	
		Naziv:		Pozicija:
Mjerilo originala		Dispozicija dizalice topline		Format: A2
1 : 5		Crtež broj:		Listova: 1
		2015-02		List: 1/1